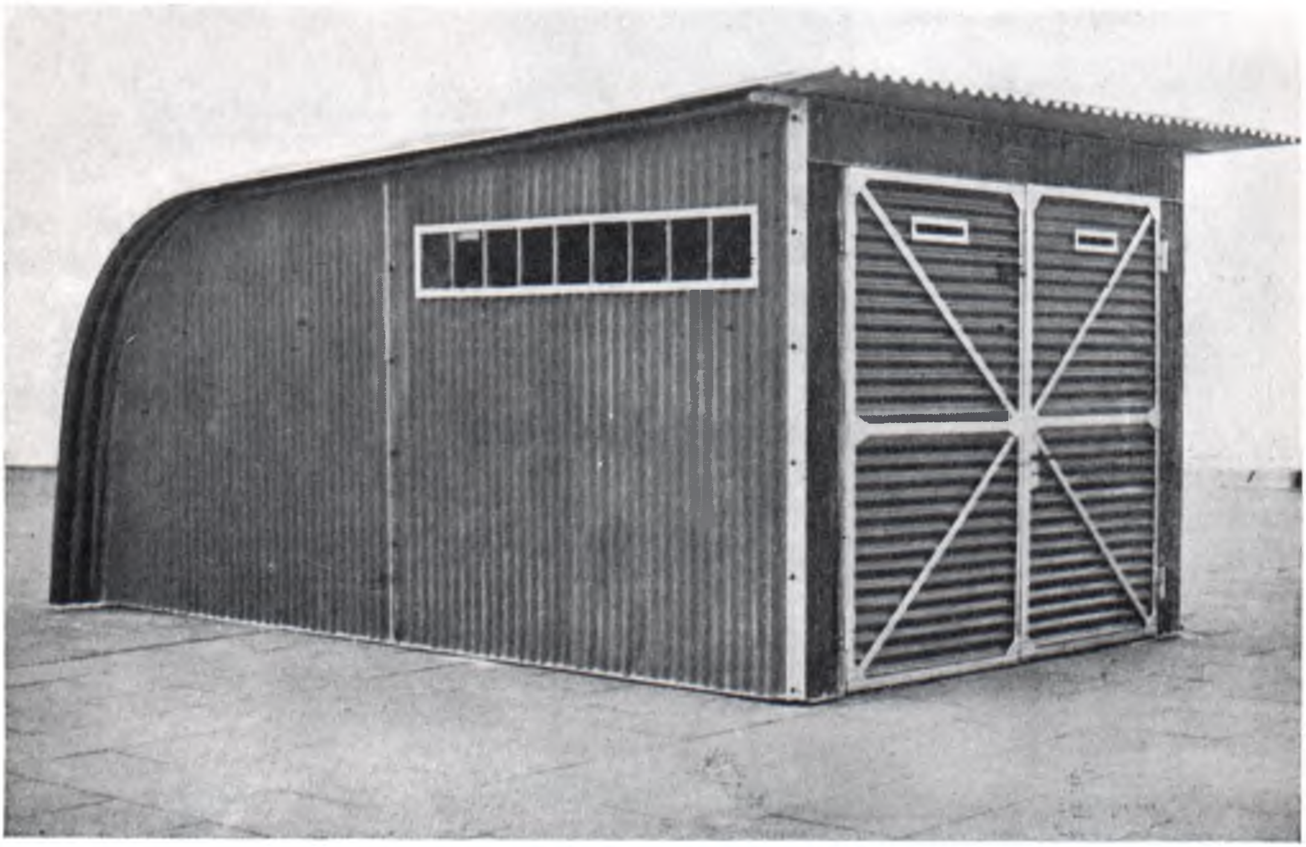
TECHNIKA SAMOCHODOWA

ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW
POLSKICH

NR 1

WARSZAWA
MAJ 1938

1 ZŁ



Rok IV Warszawa – maj – 1938 Nr 1

TECHNIKA SAMOCHODOWA

MIESIĘCZNIK
ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Redaktor odpowiedzialny: inż. Jerzy Werner. — Wydawca: Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich

DO CZYTELNIKÓW

Świat techniczny, związany z przemysłem motoryzacyjnym od dawna odczuwał już brak pisma krajowego, stojącego na wyższym poziomie technicznym, poświęconego zagadnieniu samochodownictwa i dziedzinom pokrewnym.

Koło Inżynierów Samochodowych Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich, grupujące inżynierów zatrudnionych w fabrykach samochodów lub przemyśle pomocniczym, rozumiejąc potrzebę takiego organu, czyniło od dłuższego czasu wysiłki, by złu temu zaradzić i lukę tę wypełnić.

Jednakże szczupłość środków, jakimi dysponowano, nie pozwalała na realizację zamierzeń.

Pragnąć choć w części ułatwić pracę ludziom, najściślej związanym z zagadnieniem wytwarzania samochodów, Koło to podjęło w czerwcu roku ubiegłego wydawanie „Biuletynu Technicznego", miesięcznika, ukazującego się w formie odbitki powielonej, rozsyłanego bezpłatnie członkom Koła Inżynierów Samochodowych SIMP.

Zainteresowanie, jakie wzbudziło ukazanie się „Biuletynu", oraz szybkie wyczerpywanie się nakładu potwierdziło słuszność twierdzenia o potrzebie tego rodzaju wydawnictwa, tym bardziej, że ukazujące się pismo pod tytułem „ATS-Auto i Technika Samochodowa", będące organem Automobilklubu Polski, coraz bardziej zatracało charakter pisma technicznego, stając się pismem turystyczno-sportowym. W tych warunkach Koło Inżynierów Samochodowych SIMP, posiadające własny, i odrębny od organu Automobilklubu Polski pogląd na zagadnienie motoryzacji kraju, postanowiło przystąpić do samodzielnego wydawnictwa, któreby reprezentowało jego poglądy, jako grupy ludzi fachowych, na to tak bardzo ważne zagadnienie.

Korzystając z prawa własności tytułu „Technika Samochodowa", przekazanego Kołu przez zlikwidowane Koło Samochodowe Stowarzyszenia Techników Polskich, Koło Inż. Sam. SIMP postanowiło wznowić tradycję tego pierwszego technicznego polskiego pisma samochodowego, wydając je pod tym samym tytułem.

Mamy nadzieję, że wysiłki nasze w kierunku popularyzacji wiedzy samochodowej i zrozumienia konieczności rozbudowania krajowego przemysłu samochodowego znajdą oddźwięk wśród naszych czytelników. Apelujemy przeto do wszystkich, którym te sprawy leżą na sercu, by w miarę swych możliwości przyczyniali się do rozkwitu wskrzeszonego wydawnictwa „Techniki Samochodowej", czy to przez współpracę redakcyjną, nadsyłając artykuły poświęcone zagadnieniom z tej dziedziny, czy to przez zyskiwanie jak najszerszych rzesz czytelników dla naszego czasopisma.

Oddając ten pierwszy numer w ręce tych, którzy zechcą obdarzyć je swym zainteresowaniem, wierzymy, że głoszone przez nas idee znajdą szeroki oddźwięk w całym społeczeństwie, a poruszone zagadnienia techniczne przyczynią się do podniesienia poziomu wiedzy samochodowej.

Hasłem, któremu pragniemy służyć i dla którego pragniemy zjednać wszystkich, jest:

„PRZEZ SILNY PRZEMYSŁ SAMOCHODOWY
DO NAJWYŻSZEJ OBRONNOŚCI KRAJU"

REDAKCJA

Inż. Z. Okołów
Prezes Koła Inżynierów
Samochodowych S.I.M.P.

ZADANIA MOTORYZACJI

Koło Inżynierów Samochodowych przy Stowarzyszeniu Inżynierów Mechaników Polskich (S. I. M. P.) jako organizacja zawodowa, skupiająca inżynierów fachowców, pracujących w przemyśle samochodowym, oraz poszczególni członkowie Koła, wielokrotnie wypowiadali swój pogląd na sprawę motoryzacji kraju.

Zarówno na łamach prasy technicznej jak i na zjazdach S. I. M. P. w latach 1934 i 1936 sprawy te były szeroko omawiane, a uchwały zjazdów, odzwierciadlające opinię świata inżynierskiego, były przedstawiane sferom decydującym.

Na Ogólnopolskim Kongresie Inżynierów we Lwowie we wrześniu 1937 r. troska inżynierów Polaków o należyte rozwiązanie sprawy motoryzacji kraju przejawiła się szczególnie silnie w formie uchwały Kongresu, stwierdzającej, że

„ze względu na kluczowy charakter zagadnienia motoryzacji dla rozwoju życia gospodarczego Państwa, oraz jego obronności — konieczną jest planowa i zdecydowana interwencja Państwa dla opracowania i realizacji wielkiego planu motoryzacji, opartego na zasadach samowystarczalności materiałowej i produkcyjnej.

Odpowiedzialnością za wykonanie planu motoryzacji, będącego narówni z przemysłem uzbrojeniowym częścią składową ogólnego planu inwestycyjnego Państwa, winna być obarczona jedna osoba, dysponująca radą fachowców, a obdarzona specjalnymi pełnomocnictwami i uzależniona bezpośrednio od Szefa Rządu".

Uznano więc, że niewspółmiernie ważniejszym zagadnieniem od podniesienia w kraju ilościowego stanu importowanego sprzętu motorowego, opartego na przypadkowości doboru typów, jest problem planowej rozbudowy własnego i niezależnego przemysłu samochodowego, bowiem z jego wielkością i mocą wiąże się bezpośrednio organizacja Obrony Państwa.

Pogląd ten świata inżynierskiego jest dziś zrozumiany przez ogół społeczeństwa, a jeśli jest jeszcze niedoceniany lub podważany, to tylko przez jednostki, ograniczające swoje zapatrywania na sprawę motoryzacji do osobistych przyjemności posiadania tego czy innego typu samochodu, przez przedstawicielstwa firm zagranicznych, a wreszcie — przez jednostki osobiście zainteresowane w istniejącym stanie rzeczy.

Stosownie do podanych wyżej postulatów, racjonalna motoryzacja kraju winna służyć równorzędnie dwum problemom: obronności Państwa i jego potrzebom ekonomiczno-gospodarczym. Oba one winny być traktowane równorzędnie i żaden z nich nie może działać hamująco na rozwój drugiego; a winny być tak skoordynowane, aby w potrzebie wojennej stały się zgodnym czynnikiem wspierającym walczące Armię i Naród.

Problem współczesnego zmotoryzowania armii jednoczy w sobie dwa zagadnienia zasadnicze:

1. **rozwiązanie kwestii transportu,**
2. **właściwe zmotoryzowanie jednostek bojowych.**

Dwa te zagadnienia, chociaż pokrewne, w istocie swej technicznie są różne i różnych wymagają rozwiązań.

Zagadnienie transportu winno być tak rozwiązane, aby umożliwiło szybkie przerzucanie jednostek, które w chwili wybuchu wojny lub jej działań nie będą jeszcze posiadały swego właściwego sprzętu motorowego. Rola pojazdów, przeznaczonych do tego celu, jest zakończona z chwilą dowiezienia ludzi, względnie sprzętu wojennego do punktów koncentracji.

Zmotoryzowanie jednostek bojowych jest zagadnieniem szerszym, gdyż, poza transportem do punktów koncentracji, ma doprowadzić jednostki bojowe do linii działania, względnie wziąć udział w samej walce.

Te dwa różne zadania wymagają różnego sprzętu motorowego.

Obecny normalny rynkowy samochód ciężarowy nawet najbardziej nowocześnie pomyślany, użyty będzie i wypełni swoje zadanie jedynie na pierwszym odcinku motoryzacji armii, t. zn. na odcinku transportu.

W państwach o dużym zasobie wartościowego materiału samochodowego zadanie to zostanie rozwiązane na drodze mobilizacji i z tego powodu zamówienia wojskowe prawie nie obejmują normalnych samochodów rynkowych. Jedynie państwa o zbyt szczupłym taborze samochodowym siłą rzeczy muszą wypełniać te luki kosztem wielkich wysiłków przez zamawianie zwykłych wozów rynkowych dla potrzeb wojska. Pod względem jakości i ilości samochodów transportowych jesteśmy bodaj najbardziej upośledzeni z pośród państw zachodnio i środkowo-europejskich — samochodowy rynek mobilizacyjny dziś właściwie u nas prawie nie istnieje. Z drugiej strony sieć naszych kolei jest tak nierozbudowana, że właśnie Polska może jak żadne z państw Europy, najbardziej odczuwa potrzebę silnego samochodowego rynku mobilizacyjnego.

Potrzeby mobilizacyjne nie ograniczają się tylko do samochodów ciężarowych, bowiem i samochody osobowe mają swoje zadanie do wypełnienia. Łączność na tyłach armii, transport lżej rannych, obsługa przemysłu wojennego, mniejsze transporty żołnierzy i t. p. — oto zadania, które

będą musiały wypełniać zmobilizowane samochody osobowe.

Dla zmotoryzowania jednostek bojowych, normalny samochód rynkowy jest niewystarczający, a zagadnienie to wymaga specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych sprzętu motorowego.

Dla podniesienia zatem obronności kraju motoryzacja winna:

1. **Stworzyć należycie zaopatrzony rynek mobilizacyjny.**
2. **Wyposażyć armię w specjalny sprzęt motorowy już w czasie pokoju.**
3. **Stworzyć przemysł motorowy o należytym potencjale produkcyjnym.**

1. Aby tabor samochodowy, poza wypełnieniem potrzeb gospodarczych kraju w czasie pokoju, mógł służyć jako rezerwuar mobilizacyjny, winien odpowiadać stawianym mu w tym względzie wymaganiom. Podstawowym więc zadaniem czynników, kierujących zasilaniem kraju w sprzęt motorowy, winien być odpowiedni dobór techniczny wielkości i typów samochodów i stworzenie jak najbardziej jednolitego rynku mobilizacyjnego. W tej dziedzinie w ciągu lat ostatnich nie zrobiono u nas nic — przeciwnie, posunięcia oficjalnej polityki motoryzacyjnej, forytujące w zasadzie import wszelkiego zagranicznego sprzętu motorowego, doprowadziły do tego, że powiększony ilościowo w stosunku do ubiegłych lat kryzysowych, nasz motorowy stan posiadania wypełniony został mieszaniną wielkości i typów (na 34.324 wozy na 1.I.1938 r. posiadaliśmy około 200 różnych typów wozów), pozbawionych wszelkiego związku technicznego i wspólności konstrukcyjnej. Brak kontroli technicznej stworzył przedstawicielstwom zagranicznego przemysłu samochodowego, które w większości czynności swoje ograniczają do zyskownego pośrednictwa sprzedaży, nie dając odbiorcom ani fachowej pomocy technicznej, ani należytej obsługi — bardzo wygodne warunki działania, — zaś krajowy przemysł pomocniczy i reperacyjne oddziały wojskowe, z chwilą ustania dowozu różnorodnych części zamiennych pochodzenia zagranicznego, postawi w obliczu wielkich trudności utrzymania tego różnorodnego taboru w pogotowiu. Sprzęt motorowy w takim stanie staje się balastem dla krajowego przemysłu samochodowego i wymaganej wartości mobilizacyjnej nie posiada.

Zapowiadany ostatnio rozrost polityki montowniane, sprzyjający w rzeczywistości ukrytemu importowi, sprawy tej nie polepsza. Nie zdołano w przeciągu dwóch lat istnienia montowni osiągnąć na rynku zdecydowanej większości wozów montowanych.

Montownia uzależniona jest w typie wozu montowanego od producenta zagranicznego, który typy wozów produkowanych zmienia dla własnych potrzeb, zupełnie odmiennych od potrzeb kraju, w którym istnieje montownia, a przez to uzależnienie, okres montażu danego typu jest przeważnie krótki i montownia zmuszona jest przechodzić na inny typ, przyczyniając się raczej do tak szkodliwego w naszych warunkach wzrostu ilości typów.

W ostatnich paru latach udzielono koncesje, względnie zezwolenia, na montaż czterech różnych typów wozów osobowych, mniej więcej tej samej kategorii, a zapowiada się udzielanie dalszych koncesji montownianych. Po udzieleniu koncesji na montaż wozów ciężarowych, który z czasem ma przejść na produkcję własną, wprowadzono montaż wozów, pochodzenia amerykańskiego, w wymiarowym wykonaniu calowym; ma być zaś podjęta produkcja odmiany tych wozów w rozwiązaniu niemieckim, w wymiarach milimetrowych. Tak pomyślane przejście od montażu do produkcji wprowadza na rynek polski dwa typy wozów ciężarowych, pozornie jednakowych, a w rzeczywistości różnych, i nieposiadających tych samych części składowych, oraz wzajemnej ich wymienności.

2. Specjalny motorowy sprzęt wojskowy w wielkiej wymaganej dziś różnorodności, w zależności od jego przeznaczenia, w swoich zasadniczych elementach konstrukcyjnych może i winien być jak najbardziej ujednostajniony, a produkcja jego oparta o produkcję sprzętu rynkowego. Dobór więc typów samochodu, szczególniej samochodu ciężarowego, produkowanego, względnie mającego być produkowanym w kraju, — winien odpowiadać potrzebom wojska nie tylko pod względem mobilizacyjnym. Wielkość, typ i konstrukcja tego samochodu winny być tak pomyślane, aby jego zasadnicze elementy konstrukcyjne: silnik, układ kierowniczy, układ hamulcowy i t. d. służyły jako elementy podstawowe w konstrukcji specjalnych wozów wojskowych. Wówczas produkcja tych wozów będzie szybsza i tańsza, a fabryki krajowe łatwiej będą mogły przejść, w razie potrzeby, na zwiększoną ich produkcję. Typ więc wozu wybranego do produkcji, poza koniecznością dostosowania do miejscowych warunków eksploatacyjnych, stanu dróg, możliwości oparcia produkcji na surowcach krajowych i przystosowania do krajowych możliwości produkcyjnych — winien podlegać wymaganiom stawianym produkcji sprzętu wojennego.

Nie może tu mieć miejsca przypadkowość, podyktowana względami handlowymi, mniej lub więcej korzystnymi propozycjami firm obcych, względnie wygodą fabryk, ubiegających się o koncesje produkcyjne, lecz musi być przeprowadzona szczegółowa analiza techniczna doboru typów dla potrzeb gospodarczych i wojennych . Skoro w dziedzinie uzbrojenia niezależnie od tego, czy produkcja danego sprzętu zostaje powierzona przedsiębiorstwom państwowym, czy firmom prywatnym, — jakość obiektu produkowanego analizowana jest i dyktowana przez czynniki, w rękach których spoczywa organizacja obrony — nie ma żadnych powodów, aby dobór produkowanego sprzętu motorowego, który jest przecież uzupełnieniem uzbrojenia, pozostawiany był dowolności i przypadkowości.

3. Podstawowe wymagania, którym winien odpowiadać sprzęt motorowy ze względu na po-

trzeby obronne kraju, a więc: jak najdalej posunięta jego jednolitość, przydatność podstawowych jego elementów konstrukcyjnych dla konstrukcji specjalnego sprzętu wojennego, możliwości produkcyjne wszystkich jego części w kraju, wreszcie racjonalny podział jego produkcji pomiędzy poszczególne fabryki, — stanowią jednocześnie gospodarczą podstawę dla należytego rozbudowania przemysłu motorowego. Za jego możliwie szybkim uruchomieniem przemawiają i konieczność zaopatrzenia armii w nowoczesny sprzęt motorowy i wzmagająca się coraz bardziej chłonność rynku prywatnego; te dwa czynniki dadzą w sumie dostateczną podstawę produkcyjną, pod warunkiem, że jeszcze przez szereg lat poprzestaniemy na produkcji ograniczonej ilości typów wozów i będziemy starali się unikać produkcji czy montażu różnych typów wozów tej samej wielkości, bowiem, jak wykazała szczegółowa analiza, istnieje bezpośrednia zależność kosztów produkcji samochodu, a więc jego ceny, oraz ceny jego poszczególnych zespołów — od ilości produkcji.

Ze względu na te same gospodarcze uzasadnienia — typy wozów produkowanych w kraju, w konstrukcji swej winny być oparte na wspólnych *normach konstrukcyjnych i materiałowych*, przy jak najdalej posuniętej możliwości wyzyskania wspólnych elementów i zespołów konstrukcyjnych, oraz jak najdalej posuniętym znormalizowaniu akcesorii i wyposażenia (osprzęt elektryczny, gaźniki, szybkościomierze, urządzenia pomiarowe i t. p.).

Sprawa normalizacji i ujednostajnienia poszczególnych elementów motorowego sprzętu produkowanego w kraju — nabiera szczególnego znaczenia dla naszego samochodowego przemysłu pomocniczego. Na koszt bowiem produkcji samochodu składają się koszty przerobu fabryki samochodowej, oraz koszty półfabrykatów, wyposażenia i części gotowych, nabywanych w przemyśle pomocniczym. Te ostatnie stanowią w Niemczech około 45 — 55% kosztów produkcji, a w dotychczasowych naszych warunkach—około 75%. Nasz przemysł pomocniczy, na który przypada tak znaczny udział w produkcji samochodu, w przeważającej większości oparty jest na szczupłych kapitałach prywatnych i nie posiada wystarczających środków dla należytego zainwestowania się, niezbędnego do obniżenia kosztów produkcji. Rozbudowa jego będzie szybsza i bardziej ugruntowana skoro zostanie mu zapewniony programowy przydział produkcji możliwie największej ilości tych samych części i materiałów.

Z tych rozważań widoczna jest konieczność *technicznie* planowego doboru typów sprzętu motorowego, który ma zasilić nasz rynek mobilizacyjny i zaspokoić potrzeby gospodarcze, zawsze podkreślana przez Koło Inżynierów Samochodowych S.I.M.P. W dziedzinie tej na pewnym odcinku poczyniono już wyraźne kroki. Poczynania te objęły określony zakres zagadnień, a dla dobra sprawy winny się rozszerzyć na całość problemu motoryzacji.

Inż. M. Bekker
KIS. SIMP.

ĆWIERĆ WIEKU BADANIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Praca wydana niedawno przez Kamma i Schmidta, zawierająca zestawienie współczesnych metod badawczych w zastosowaniu do pojazdów mechanicznych (2) zamyka przeszło dwudziestopięcioletni okres rozwoju naukowych badań w tej dziedzinie, zapoczątkowany w zaraniu automobilizmu działalnością Riedlera i jego szkoły.

Wydarzenie to posiada znaczną wagę, gdyż systematyzuje wieloletnie wysiłki badawcze, których wartość znalazła potwierdzenie w imponującym rozwoju i potencjale motoryzacji.

Usystematyzowanie i zestawienie metod pracy wyznacza bieg linii postępu nie tylko w przeszłości, ale pozwala wytyczać, z pewnym prawdopodobieństwem, kierunki nowych prac, dając narzędzie do właściwej oceny współczesności.

Jeśli kwestia opłacalności badań naukowych może być tematem dyskusji, a obawa przed doktrynerstwem i jednostronnością, wypływająca rzekomo z jakiejś teoretycznej metody oderwanej od życia, może nasunąć wątpliwość co do wartości naukowego badania w ogóle, stawiając wyżej subiektywne obserwacje, oparte na t. zw. „zdrowym rozsądku" i rutynie, — to zaprzeczeniem słuszności tego stosunku do badań jest właśnie niebywały rozwój naukowych metod badawczych, a wyrazem nieuzasadnienia tego rodzaju poglądów mogą być słowa Riedlera, publikowane przezeń w 1911 roku (2).

„Rezultaty badań laboratoryjnych — pisze on rozważając konieczność oparcia rozwoju automobilizmu na zdrowych podstawach — wyraźnie wskazują, jak bardzo są one opłacalne i jak często mogą się przyczynić do wykrycia zasadniczych sprzeczności między rzeczywistością, a powszechnie przyjętymi zapatrywaniami, lub miarodajnym „doświadczeniem" empiryków.

Najbardziej właściwą drogą do s ł u s z n e j o c e n y, a jednocześnie najpewniejszą drogą do oceny m o ż l i w o ś c i r o z w o j o w y c h, jest tylko całkowicie n a u k o w e b a d a n i e pojazdu mechanicznego i porównywanie rezultatów, otrzymanych tą drogą.

Największą zaletą badań naukowych jest stwarzanie przez nie l i c z b o w y c h w i e l k o ś c i, zwłaszcza tych, które umożliwiają porównywanie pracy wozów najrozmaitszych typów.

Bez tych porównawczych wartości można uzyskać tylko wyniki niekompletne i powierzchowne, uniemożliwiające dokonania jakiejkolwiek prawidłowej oceny.

N a u k o w e b a d a n i e p o j a z d ó w m e c h a n i c z n y c h ma na celu czysto o b i e k t y w n ą ocenę n i e z a l e ż n i e od subiektywnych przypadków i niedopuszczalnych wpływów ubocznych [1])."

[1]) Podkreślenia wzięte z niemieckiego oryginału.

Słowa te, pisane przeszło ćwierć wieku temu, jako reakcja przeciw ocenie wartości samochodu jedynie na podstawie sportowego wyczynu w czasie wyścigów (2), dla poparcia argumentacji znalazły kierunek badawczy, który obiektywnie biorąc wówczas mógł właśnie ze względu na nowość stać się tematem dyskusji. Stwarzał bowiem nowy kompleks zagadnień, który miał wpływać na wartości, znaczenie których trudno było wtedy osądzać według dzisiejszej skali.

Rzeczywistość przeszła jednak oczekiwania.

Rozwój motoryzacji, jako skutek zorganizowanych prac badawczych, i jako następstwo śmiałych często eksperymentów, wyprzedzających niejednokrotnie naukę, wysunął dziś na czoło potrzebę metodycznej analizy zjawisk, nie tylko dla tworzenia postępu przez tych, którzy posiadając odpowiednie środki mogą się do tego w największej mierze przyczynić, lecz również i dla tych, którzy, korzystając w pierwszym rzędzie z ogólnego dorobku, pragną posiąść odpowiedni pogląd na prawidłową ocenę i dobór sprzętu, oraz dostosowanie go do lokalnych warunków eksploatacji.

Przed wielką wojną istniał tylko zasadniczo samochód 4-ro kołowy z napędem na tylną oś. Szybkość i tonaż były bardzo ograniczone. Konstrukcyjne założenia w budowie poszczególnych mechanizmów nie odbiegały od nielicznych wzorów. Zróżniczkowanie potrzeb i warunków pracy prawie nie istniało. Stąd też zrealizowanie zasad, rzuconych przez Riedlera, było dość proste, wymagając według dzisiejszych stosunków czynności nieskomplikowanych i dostępnych szerszemu ogółowi świata technicznego.

Chodziło wtedy przede wszystkim o określanie trakcyjnych właściwości samochodu, do czego w zupełności nadawała się zbudowana wówczas hamownia.

Pojazd mechaniczny szacowano według jego zdolności pokonywania wzniesień, przyśpieszania, według strat, spowodowanych chłodzeniem, wydechem spalin, promieniowaniem, tłumieniem wydechu, tarciem itp.

Do bilansu pracy danego pojazdu wpisywano sprawność jego przekładni, straty poślizgu, a nawet opory wentylacyjne obracających się kół; wreszcie opór powietrza, który, przy ówczesnych niskich prędkościach, stanowił wartość trzeciorzędną.

Samochód Renault 30 KM z 1910 r. był tematem oddzielnej pracy (2), w której rozważano wpływ położenia zbiornika i napełnienia go paliwem na jazdę w terenie górzystym, powodującym przerwy w dopływie benzyny do gaźnika.

Samochód Büssing z przyczepką nasuwał szereg wątpliwości, które dotyczyły zjawisk występujących przy prędkości 16 km/godz.

I dziś, choć wozy terenowe jeżdżą po zboczach, nachylonych pod kątem 45°, choć ciągniki z przyczepkami mogą poruszać się z prędkością około 100 km/godz. i choć podstawowa charakterystyka dynamiczna i ekonomiczna (3) samochodu jest określana tak samo jak przed laty — metody badawcze i ich ilość zmieniły się zasadniczo.

Nie jest rzeczą przypadkową, że postęp w każdej dziedzinie, w sprzyjających warunkach, tym szybciej przebiega, im twórczość w danym zakresie jest młodsza. W miarę poszerzania horyzontów staje się on raczej powolnym, wymagając w coraz dalszych fazach rozwoju wysiłku szybko rosnącego przy osiąganiu najdrobniejszego nawet efektu (rys. 1).



Rys. 1.

Wysiłek ten charakteryzuje się w pierwszym rzędzie nakładem wiedzy i pracy myślowej, a nawet fizycznej, jakiej trzeba użyć do rozwiązania poszczególnych zagadnień.

Postęp w budowie pojazdów mechanicznych wykorzystał w ciągu wspomnianych 28 lat wiele, możliwych do zdyskontowania, wartości, przez co następne stały się mniej uchwytne, będąc bliższymi efektów maksymalnych, których osiąganie jest wskutek tego coraz bardziej żmudne i kosztowne.

Rutyna i ekstrapolacja często zawodzą, każąc raczej uciekać się do skrupulatnego badania.

Gdy Bobeth zajmował się w 1913 r. resorowaniem i amortyzacją zawieszenia samochodowego, (4) do rzucania wytycznych w tej dziedzinie wystarczało stwierdzanie samych faktów w ujęciu statycznym; i to stanowiło już znaczny dorobek.

Natomiast bibliografia, obejmująca spis prac nad drganiami i ich dynamiką, wydana w 1934-36 roku przez Zallera, Kocha i Boedercher (5) zawiera już setkę nazwisk badaczy różnych narodowości, z których każdy wielokrotnie pogłębił zagadnienia zaktualizowane poraz pierwszy przez Bobetha, wykazując nowe, niekończące się, a także trudne do opanowania, możliwości.

Podniesienie się poziomu prac, oraz wymagań im stawianych nasuwa na myśl również i przykład, zaczerpnięty z dziedziny bardziej praktycznej, o której w swoim czasie mówił gen. Peck — kierownik Mechanizacji Królewskiego Instytutu Artylerii (6), omawiając wady najpierwszych czołgów. Zwracał on uwagę między innymi na dokonany w konstrukcji gąsienic ogromny skok, zwiększający ich trwałość ze 150 — 200 mil do 1.000 mil przebiegu. Działo się to w latach 1920—25, gdy pojazd gąsienicowy był w początkach swego rozwoju.

Pięciokrotne zwiększenie trwałości dzisiejszych gąsienic, o ile nastąpi, będzie kosztowało niewątpliwie więcej wysiłku, pochłaniając pracę większej ilości laboratoriów i biur konstrukcyjnych.

Kwestie paliwowe, samowystarczalność surowcowa, nowe metody produkcji i organizacji gospodarczej wymagają na każdym kroku całkiem odmiennych metod, niż sama dążność do podniesienia sprawności technicznej maszyny.

Nowe metody badawcze wiążą się ze zróżniczkowaniem potrzeb, jakie narzuca bieg wypadków, niejednokrotnie nic z techniką nie mających wspólnego.

Jeśli przed dwudziestu pięciu laty pisano, że prawidłowa ocena pojazdów mechanicznych i porównywalne wyniki są możliwe do osiągnięcia tylko na drodze naukowych badań — jeżeli pisano o tym w czasie, gdy badaniom tym poddano tylko parę istniejących wówczas typów samochodów, to czego należałoby się spodziewać dziś, gdy istnieje niezliczona ilość typów pojazdów mechanicznych, a nie wzsystkie z nich niestety mogą budzić przeświadczenie o celowości ich istnienia? — (rys. 2).

Z pośród zestawionych na rys. 2 pojazdów każdy inaczej spełni te same wymagania, a zorientowanie się w ich istotnej wartości jest stokroć trudniejsze, niż dawniej.

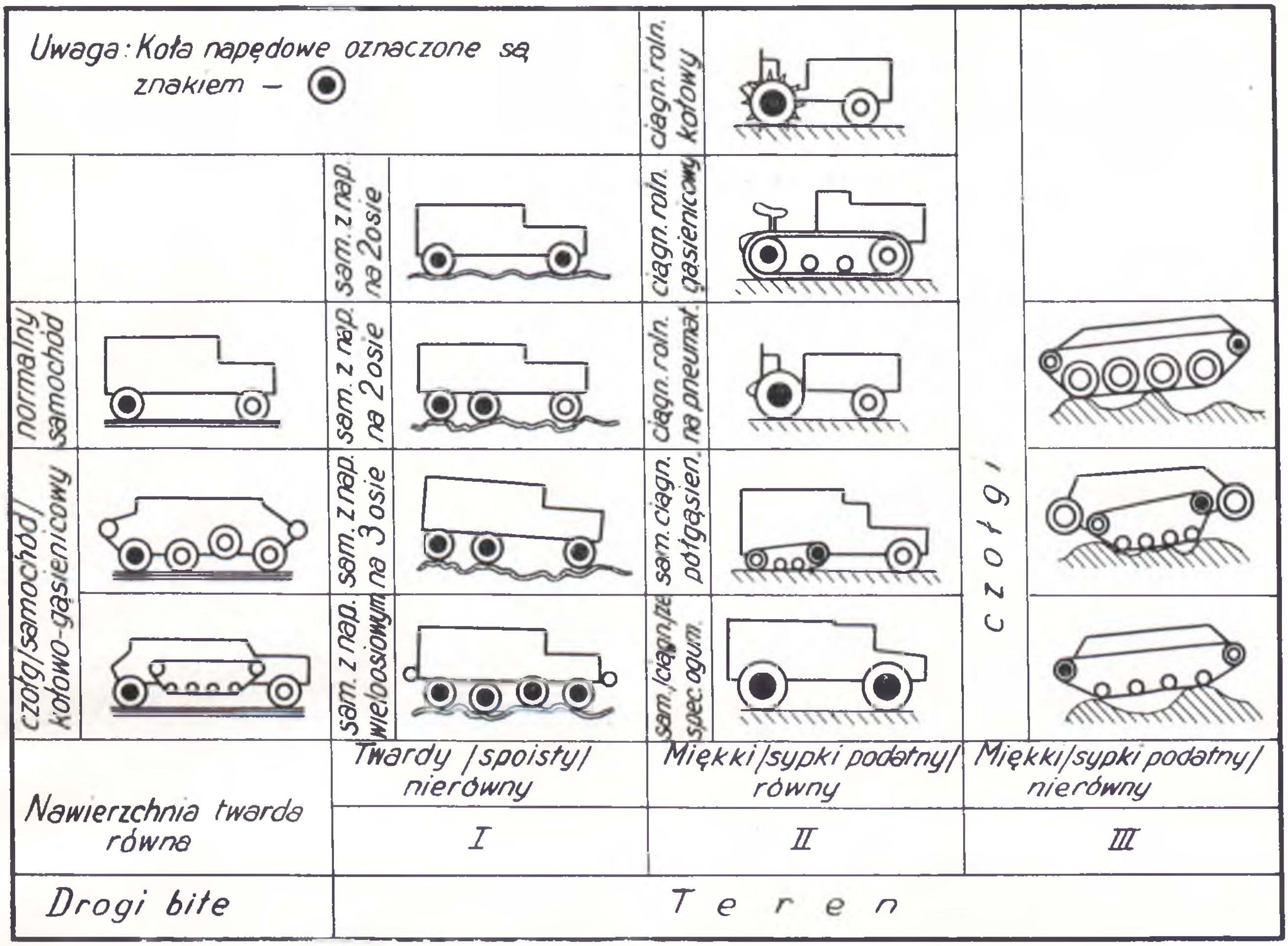
Jest trudniejsze tym bardziej, że różnice mogą być nieznaczne i że zaobserwowanie ich może wymagać nowych, subtelnych metod pomiarowych, których nie można zaniedbywać dlatego, iż użycie dzisiejszego sprzętu jest masowe.

Ocena z gruba, na oko, oparta na wyczuciu i rutynie, bez głębszej analizy zjawiska, zawsze przeoczy jakiś pozornie mało znaczący szczegół, który albo zniekształci wnioski, albo pomnożony przez tysiące wozów i tysiące przejechanych kilometrów da ujemny efekt, wyrażający się w milionach.

Ten wzgląd jest niewątpliwie jednym z czynników dalszego rozwoju badań pojazdów mechanicznych.

Masowy charakter zjawisk, występujących dziś w zagadnieniach motoryzacyjnych z większą siłą niż kiedykolwiek, wprowadza nowe sposoby badań, związane z prawem wielkich liczb, które przyczynia się do naświetlania wielu kwestii, w innych warunkach całkiem niezrozumiałych.

Łatwą jest rzeczą określić przebieg i wartość obciążeń lokomotywy, gdyż pracuje ona w ściśle określonych i jednakowych warunkach,



Rys. 2.

Niepodobieństwem natomiast jest znaleźć odpowiednie ścisłe wartości dla ciągnika terenowego, którego praca zależy nie tylko od geograficznych i meteorologicznych, lecz nawet od całkiem przypadkowych wydarzeń.

W tym wypadku jedynie statystyczne ujęcie zagadnienia i znalezienie krzywej częstotliwości występowania poszczególnych zjawisk wg. ogólnie znanych dziś w technice metod (7) może dać zadawalniające rozwiązanie.

Skoro bowiem np. przebieg siły pociągowej w czasie pracy nie jest stały i waha się jak to pokazano na rys. 3, to konstruktor nie może wiedzieć jaką cyfrę wziąć do obliczeń. Jeżeli uwzględni średnią wartość, to napotka na trudności z dobrym współczynnikiem bezpieczeństwa; jeżeli natomiast weźmie jakąś wartość graniczną, to wybór będzie conajmniej przypadkowy i zawsze pozostanie kwestią otwartą, czy częstość występowania maxymalnej wartości usprawiedliwia gospodarczo niewykorzystanie konstrukcji.

W wypadku znalezienia krzywej częstotliwości (rys. 3) można wziąć najczęstszą wartość obciążenia dla jednakowych odstępów czasu za podstawę obliczenia trwałości np. łożysk; ze szczytowych zaś wartości krzywej wypośrodkować najczęstszą wartość do obliczenia trwałej wytrzymałości. Maksymalne szczytowe obciążenie będzie służyło do określenia prawdopodobieństwa występowania niebezpieczeństwa trwałych odkształceń lub przypadkowych uszkodzeń (8).

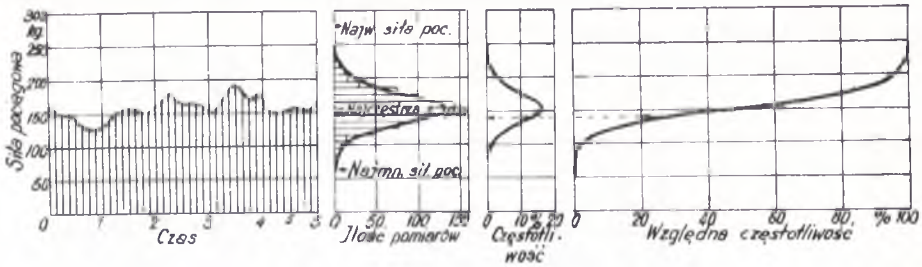
Analogiczna metoda oddaje wielkie usługi przy doborze typu pojazdu dla danych warunków pracy, gdy charakter tychże jest niezdecydowany i trudny do jednoznacznego określenia.

Poglądy co do konstrukcji i typu pojazdów byłyby zdecydowane gdyby chodziło o rozwiązanie np. czy to transportu przez Saharę, czy też w skalistych podgórskich okolicach. Ale jaką powziąć decyzję gdy zróżniczkowanie warunków pracy nie jest tak wyraźne jak w powyższym przykładzie?

Jeśli za typową dla danych warunków uważa się pewną drogę (tor doświadczalny) o zmiennych oporach jazdy, to z pośród paru podobnych, branych pod uwagę typów pojazdu, jeden wywiąże się z zadania bezwzględnie najlepiej. Ale różnice mogą być tak małe, iż pozostaną niezauważone. Krótki okres próby lub mała ilość badanego sprzętu zagubią poszukiwany szczegół, którego jednak w całokształcie zagadnienia lekceważyć nie można.

Według Piratha: „Wypróbowanie użyteczności środków komunikacji nie może być, tak, jakby to

Rys. 3.



wynikało z doświadczeń przemysłu, przeprowadzane w wąskich ramach i przy pomocy szczupłych środków... prowadzi to do rozszerzenia pracy i czasu badań" (9), których wyniki opracowane w ramach statystyki mogą dać dopiero właściwe rozwiązanie.

Przykładem podobnych możliwości są statystyczne rozważania nad ekonomią pracy wozów wykonanych przy użyciu lekkich stopów.

Zmniejszenie wagi powoduje zysk, po zamortyzowaniu większych kosztów nakładowych, co można realnie określić, opierając się na próbach większej ilości wozów, lub przejechanych przez nie kilometrów w poszukiwaniu dowodu słuszności teoretycznych obliczeń (10).

Naukowe badanie pojazdów mechanicznych i analiza zjawisk, występujących w czasie ich eksploatacji, przyczynia się nie tylko do właściwej oceny wartości sprzętu, lecz f o r m u ł u j e również w s p o s ó b ś c i s ł y w y m a g a n i a stawiane sprzętowi, pomagając w k s z t a ł t o w a n i u s i ę w ł a ś c i w y c h p o g l ą d ó w na zagadnienia motoryzacyjne.

Przypuśćmy, że chodzi o zmotoryzowanie jakiejś dziedziny, w której warunki transportu i użycia sprzętu są znane subiektywnie i określone niezdefiniowanymi ściśle pojęciami w rodzaju: „konieczność pokonywania dróg gruntowych i średniego terenu", albo „praca na drogach bitych z krótkimi objazdami", lub wreszcie „możność użycia na miękkim gruncie o twardym podłożu".

Tak postawione zagadnienie zazwyczaj nie zadawala ani tego, kto je stawia, ani tego, kto je rozwiązuje.

Odbiorca sprzętu może być w rezultacie niezadowolony, bo mu nie o to chodziło, a dostawca najczęściej nie wiedział jakie były istotne wymagania. Jeśli dochodzi do kompromisu, to czasem nie na podstawie świadomej i dowodami popartej rzeczywistości, a na mniej lub więcej dowolnych i subiektywnych założeniach popartych np. pośpiechem lub brakiem wyboru, albo kryteriów porównawczych.

A tymczasem statystyczne pomiary i wnioski, obejmujące częstotliwość oraz wagę i znaczenie poszczególnych wydarzeń eksploatacyjnych, pozwalają z dużo większą dokładnością i obiektywizmem określić, czy warto na przykład „a" wozów zaopatrywać w specjalne instalacje po to, by „b"% z nich raz na „c" przejechanych kilometrów mogły ich użyć.

Tak postawione zagadnienie łączy się z rozwojem jednej z nowszych nauk — geografii komunikacyjnej, której zadaniem jest „badanie naturalnych właściwości powierzchni ziemi z punktu widzenia komunikacji.

Geografia ta ustala w jakim stopniu natura sprzyja lub przeciwdziała transportowi ludzi, dóbr, lub wiadomości" (9).

Geografia ta, zapoczątkowana dla naszych najstarszych środków komunikacyjnych, odpowiednio uzupełniona w zakresie tendencji rozwojowych sprzętu motorowego, jego właściwości trakcyjnych i fizycznych możliwości stosowalności, przyczyniłaby się bardziej do i l o ś c i o w e g o f o r m u ł o w a n i a w y m a g a ń, szczególnie w zakresie t e r e n o w o ś c i, dając tym samym ogólny i l o ś c i o w y p o g l ą d na wartość sprzętu i uzupełniając tym prace laboratoryjne.

Z przytoczonych wyżej rozważań wynika, że rozwój motoryzacji światowej, pogłębiając konieczność naukowych badań w swym zakresie, spowodował ogromny ich rozrost, nie tylko w sensie naukowej specjalizacji (matematyka, mechanika, termodynamika, akustyka, chemia i t. p.), lecz również w sensie ilościowego zwiększenia wysiłków, związanych z koniecznością przeprowadzania długotrwałych prób z większymi ilościami sprzętu i następnie statystycznego opracowywania wniosków.

Niedogodność tę pociągnął za sobą, jak wspomniano, m a s o w y charakter zagadnień motoryzacyjnych, który jednak, z drugiej strony, zwiększył opłacalność naukowego badania.

Koszt bowiem inwestycji i prac badawczych rozkłada się na większą ilość sprzętu, amortyzując się znacznie łatwiej.

Dotyczy to w pierwszym rzędzie nie badań czysto naukowych, których rentowność gwarantuje osiągnięty postęp, lecz badań naukowo-technicznych, mających na celu bezpośrednie względy utylitarne.

Dzięki wielkim liczbom, jakie wchodzą w rachubę, r y z y k o obciążania produkcji k o s z t e m b a d a ń naukowych staje się mniejsze, umożliwiając często prostą i przekonywującą kalkulację.

Istnieje na przykład kilka rodzajów gąsienic, stosowanych tu i ówdzie na jednakowym nieraz sprzęcie.

Pozornie wydawało się (bo różnice były nieuchwytne), że obojętną jest rzeczą wybór tego czy innego typu, co z reguły pozostawiano uznaniu fabrykanta lub odbiorcy. Dopiero badania laboratoryjne, przeprowadzone na specjalnych przyrządach (11) wykazały różnice w oporach jazdy w wysokości ponad 20%.

Jeśliby instalacja doświadczalna miała kosztować 20.000 zł, a wykonanie prac 10.000 zł, to łatwo wykazać, że koszt ten amortyzowałby się dla pojazdów o łącznej wadze około 1.000 ton samym zyskiem paliwa na przebiegu około 700 km. Całe zagadnienie sprowadzałoby się więc do możliwie trafnej oceny wielkości procentowej różnicy oporów jazdy poszczególnych typów gąsienic.

Ponieważ do niedawna nie było w tym zakresie żadnego sprawdzianu, więc też łatwo było przewidywać, że efekt opłaci się sowicie.

W ten sposób kalkulacja rentowności badań da się zazwyczaj sprowadzić do przewidywania oszczędności, które można uzyskać rozwiązując to czy inne zadanie.

Jeśli oszczędność jest wielka, można ryzykować dużo.

Prace, przeprowadzone niedawno z wielkim nakładem środków, a zmierzające do zmniejszenia wysokości normalnej nakrętki z 1 d do 0,8 d (12), dały w rezultacie tysiące ton oszczędności na surowcach, nie zmniejszając wytrzymałości połączenia śrubowego.

Z powyższych przykładów wynika, że *planowanie badań* naukowych jest połączone z momentem pewnego *ryzyka*, w przewidywaniu ewentualnych korzyści, jakie można uzyskać.

Jak wykazało jednak życie, ryzyko to jest minimalne, i zawsze się opłaca, jeśli badanie było *racjonalnie przeprowadzone*, gdyż nawet w wypadku ujemnych rezultatów wyrabia *szersze poglądy* i świadomość działania, która musi być podstawą każdej czynności technicznej. Nic bowiem nie jest tak szkodliwe i demoralizujące, jak powierzchowne podchodzenie do zagadnień, nawet jeśli one są tak małe, że można je pominąć bez głębszego wnikania w istotę rzeczy. Wtedy łatwo zatracić poczucie ważności problemów (zresztą trudno bez uprzedniego zbadania określić ich hierarchię), a zawsze lepiej rozpatrzyć drobiazg zbyt dokładnie, niż zagadnienie wielkie powierzchownie.

Nie ma nic gorszego jak pseudonaukowe badania, posługujące się nowoczesnymi metodami — a sprowadzające się w rezultacie tylko i wyłącznie do *stwierdzenia faktu* bez podania jego *przyczyn*.

Jakież bowiem korzyści może przynieść takie załatwienie sprawy? — Prócz świadomości, że nie wiadomo dlaczego coś źle się dzieje — nie daje nic, uniemożliwiając zaradzenie złu, lub wypaczając obiektywną ocenę, jeżeli dla błahej, niewykrytej przyczyny dyskwalifikuje doskonały obiekt. A czasem co najgorsze wprowadza w błąd tych, którzy darzą zaufaniem pozornie wysoki poziom nie stojącego na wysokości zadania orzeczenia.

W tym miejscu kwestia badania styka się z wartością badacza. Nie ulega wątpliwości, że pożądaną jest wysoka fachowość i zdolność kierowania z pełnym poczuciem odpowiedzialności i znajomością kalkulacji w zakresie prawdopodobieństwa powodzenia pracy.

Jeśli badanie naukowe może nasuwać wątpliwości co do swej celowości, jeśli może być uważane za teoretyczną, oderwaną od życia pracę doktorską, to chyba tylko ze względu na powątpiewanie w siły i zamiary — własne — lub tego, kto je przeprowadza.

W poczuciu jednak tej wątpliwości — jako przeciwstawienie pojawia się świadomość konieczności uczenia siebie lub innych — tak intensywnie, by poziom przeprowadzonej pracy badawczej zawsze gwarantował powodzenie.

To samo powodzenie i rozmach, które można wyczytać z każdej karty literatury fachowej, poświęconej metodyce badania pojazdów mechanicznych, zarówno w 1911 r. jak i w 1938 roku.

ŹRÓDŁA:

[1] W. Kamm. u. C. Schmidt: „Versuchs und Messwesen auf den Gebiet des Kraftfahrzeuges“ — Berlin 1938 r.
[2] A. Riedler. „Wissenschaftliche Automobil-Wertung“ — Berlin. 1911 i 1912.
[3] E. Czudakow. „Tieoria awtomobila“ — Moskwa 1935 r.
[4] E. Bobeth. „Die Leistungsverluste und die Abfederung von Kraftfahrzeugen“ — Berlin 1913.
[5] W. Zeller u. E. Boedercher. „Schwingungen im Bauwesen bei Fahrzeugen und Maschinen. Schwingungsmessung. Berlin 1934 — 36. Hefte 1 — 5.
[6] „The Journal of the Royal Artillery“ July 1929 r.
[7] K. Daeves. „Praktische Grosszahl Forschung“. Berlin 1933.
[8] V. D. I. Jannuar 1936 r., str. 15.
[9] C. Pirath „Grundlagen des Verkehrswirtschaft“. Berlin 1936 r., oraz Blum. „Eisenbahngeographie“, cyt. wg. Piratha.
[10] La vie automobile — Fevrier 1938 r.
[11] V. D. I. Februar 1936 r.
[12] V. D. I. Jahrbuch 1938.

Inż. T. Kosiewicz
K.I.S. — S.I.M.P.

OBLICZENIE I FABRYKACJA PŁASKICH RESORÓW SAMOCHODOWYCH

Resor w samochodzie to odpowiedzialny element, na który zarówno konstruktor, jak i producent powinni zwrócić baczną uwagę. Wiemy z praktyki, że dobór odpowiedniego resoru, dla danego typu wozu, nie jest rzeczą łatwą i wymaga gruntownej znajomości zagadnienia. Jedno pióro więcej czy mniej, zmiana grubości pióra, to nieraz poważna zmiana w jakości zawieszenia wozu, mająca duży wpływ na czas pracy resoru i trwałość nadwozia.

W ostatnich czasach płaskie resory mają poważną konkurencję w sprężynach cylindrycznych i drążkach skrętnych, które mają niezaprzeczone walory. Jednak nawet w ciekawych nowych konstrukcjach stosowane są z powodzeniem resory płaskie, wykazując prostotę i celowość takiego zawieszenia, szczególnie przy kołach niezależnych.

Artykuł ten podzielony na część obliczeniową i fabrykacyjną ma na celu omówienie tych najważniejszych punktów, związanych z obliczeniem i fabrykacją, których znajomość okazała się konieczną przy produkcji resorów.

I. CZĘŚĆ OBLICZENIOWA

Na wstępie omówimy resor elementarny, składający się z jednego pióra, zamocowanego jednostronnie, a z drugiego końca obciążonego siłą P. Przekrój pióra może być stały (rys. 1a), o zmiennej liniowo szerokości (rys. 1b), albo o zmiennej parabolicznie grubości (rys. 1c). W wypadku a mamy:

$$b_x = b = \text{const}, \quad h_x = h = \text{const}, \quad M_{gx} = P \cdot x$$

Praca sprężysta

$$L = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M_{gx}^2 \cdot dx}{E \cdot I_x} = \frac{1}{3} \cdot \frac{P^2 \cdot l^3}{2EI};$$

Ugięcie pióra

$$f = \frac{dL}{dP} = \frac{P \cdot l^3}{3\,EI} = \frac{4\,Pl^3}{Ebh^3};$$

Z ostatnich dwóch równań mamy $L = \frac{P \cdot f}{2}$, co potwierdza wykres podany na rys. 2. Sprężystość pióra, t. j. jego ugięcie pod 100 kg obciążenia

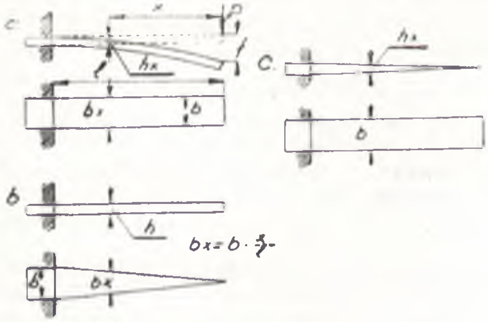
$$f_{100} = \frac{f}{P} \cdot 100 = \frac{100\,l^3}{KEI};$$

Naprężenie gnące w dowolnym przekroju jest

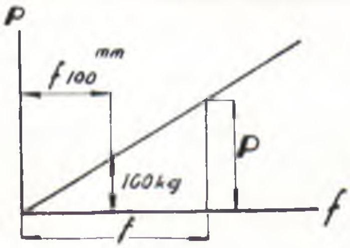
$$\sigma_{gx} = \frac{6\,P \cdot x}{b_x\,h_x^2}; \quad \sigma_{g\,max} = \frac{6\,P \cdot l}{b \cdot h^2};$$

a promień krzywizny wygiętego pióra

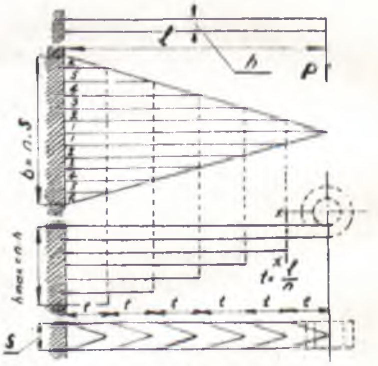
$$\rho = \frac{E \cdot I_x}{M_{gx}} = \frac{E\,b\,h^3}{12\,P \cdot x};$$



Rys. 1.



Rys. 2.



Rys. 3.

Tendencją przy budowie resoru jest jak najlepsze wyzyskanie sprężystości materiału, t. zn. uzyskanie przy minimalnej objętości resoru V maksymalnego ugięcia f, bez przekroczenia naprężenia $\sigma_{g\,max}$ dopuszczalnego dla danego tworzywa.

Współczynnik więc wyzyskania materiału $K_m = \frac{f}{V}$

$$V = b \cdot h \cdot l = \frac{6\,Pl^2}{h \cdot \sigma_{g\,max}};$$

$$K_m = \frac{f}{V} = \frac{4\,Pl^3}{Ebh^3} \cdot \frac{h \cdot \sigma_{g\,max}}{6\,P \cdot l^2} =$$

$$= \frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_{g\,max}}{E} \cdot \frac{l}{b\,h^2} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\sigma_{g\,max}^2}{E\,P}.$$

Przeprowadzając analogiczne obliczenia dla wypadku b i c otrzymamy wyniki, zebrane w podanej poniżej tabeli:

WYPADEK	a	b	c
Charakterystyka	$bx = b = \text{const.}$ $hx = h = \text{const}$	$b_x = b\frac{x}{l};\ h_x = h = \text{const}$	$b_x = b\,\text{const};\ h_x = h \cdot \sqrt{\frac{x}{l}}$
Krzywizna obciążonego pióra ρ_x	$\frac{1}{12} \cdot \frac{Ebh^3}{P} \cdot \frac{1}{x}$ zmienny	$\frac{1}{12} \cdot \frac{Eb \cdot h^3}{P} \cdot \frac{1}{l}$ stały	$\frac{1}{12} \cdot \frac{Ebh}{P \cdot \sqrt{l^3}} \cdot \sqrt{x}$ zmienny
Naprężenie gnące σ_{gx}	$\frac{6 \cdot P \cdot X}{b_x\, h_x^2}$ zmienne	$\frac{6PX}{b \cdot \frac{x}{l} \cdot h^2}$ stałe	$\frac{6PX}{bh^2\, \frac{x}{l}}$ stałe
Praca L	$\frac{1}{3} \cdot \frac{P^2\, l^3}{2E \cdot I}$	$\frac{1}{2} \cdot \frac{P^2 \cdot l^3}{2E \cdot I}$	$\frac{2}{3} \cdot \frac{P^2\, l^3}{2 \cdot E \cdot I}$
Ugięcie f	$\frac{1}{3} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot I}$	$\frac{1}{2} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot I}$	$\frac{2}{3} \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot I}$
Objętość mat. V	$b \cdot h \cdot l$	$\frac{1}{2} \cdot b \cdot h \cdot l$	$\frac{2}{3} \cdot b \cdot h \cdot l$
Stopień wyzysk. mat.	1	3	3

Z zestawienia tego widzimy, że w wypadku *b* mamy element sprężynujący, który najbardziej odpowiada naszym celom praktycznym ponieważ: 1) narówni z wypadkiem *c* wyzyskuje materiał trzykrotnie lepiej niż w wypadku *a*

$$\left(\frac{f}{V}\right)_b = 3\left(\frac{f}{V}\right)_a$$

t. zn. że przy tych samych naprężeniach w materiale, tej samej zakumulowanej energii i uzyskanym ugięciu waga elementu jest trzykrotnie mniejsza, 2) posiada stałą grubość *h* i stałą krzywiznę w poszczególnych przekrojach. Dlatego wypadek *b* znalazł zastosowanie przy budowie resorów, które są wykonywane, z pewnymi odchyleniami, jako belka o stałej wytrzymałości. Resor teoretyczny o równej grubości piór podany jest na rys. 3. W praktyce resor różni się od podanego schematu przede wszystkim zakończeniem piór 1 i 2; pióro 1 zakończone jest przeważnie uchem, a pióro 2, a często i 3 podchodzi aż pod ucho pióra 1 (rys. 4), gdyż teoretyczny rozkład długości piór czyni przekrój *x-x* niebezpiecznym, co wykazane będzie dalej.

Poza pierwszymi (najdłuższymi) piórami i pozostałe pióra resoru odbiegają przeważnie od teoretycznych długości i zakończeń, ze względu na zawieszenie resoru, rozłożenie i zamocowanie chomątek na końcach piór oraz inne względy konstrukcyjne. W ten sposób pole rozwinięcia resoru nie pokryje się praktycznie z trójkątem równoramiennym. Wreszcie resory samochodowe budowane są z piór o nierównej grubości, celem uwzględnienia naprężeń dodatkowych w piórach małych (ATS — nr 12 — str. 330, z roku 1935), przy czym obowiązuje równanie: $nh^3 = n'h'^3 + n''h''^3 + \ldots\ldots$ gdzie $n', n'', n''' \ldots.$ — ilości piór o grubościach $h', h'', h''' \ldots.$, zaś n i h odpowiada resorowi o równej grubości piór.

Obliczenie resoru samochodowego sprowadza się w zasadniczych punktach do:

a) ustalenia sił zewnętrznych działających na resor, a więc obciążenia statycznego Q_{stat}, uzyskanego z rozłożenia mas wozu i obciążenia dynamicznego Q_{dyn}, odpowiadającego maksymalnej sile działającej na resor;

b) ustalenia najodpowiedniejszej sprężystości resoru f_{100}, t. j. ugięcia resoru pod obciążeniem 100 kg w zależności od wyników badań doświadczalnych właściwości zawieszenia (zagadnienie drgań) i dobrania takich długości i grubości piór, aby żądana sprężystość była zachowana; wychodząc z f_{100} oblicza się dalej odpowiednie ugięcia i strzałki z równań:

$$f_{stat} = \frac{Q_{stat}}{100} \cdot f_{100}; \quad f_{dyn} = \frac{Q_{dyn}}{100} \cdot f_{100};$$

$$F_{stat} = F_w - f_{stat}; \quad F_{dyn} = F_w - f_{dyn};$$

gdzie f — ugięcie resoru, F_w — strzałka w stanie wolnym, F — strzałka pod obciążeniem;

c) sprawdzenia maksymalnych naprężeń gnących w przekroju środkowym, przy maksymalnym obciążeniu resoru przy czym

$$\sigma_{g\,max} = \frac{P_{dyn} \cdot l}{W_{śr}} = \frac{P_{dyn} \cdot l}{\sum \frac{s \cdot h^2}{6}};$$

nie może przekroczyć granicy sprężystości użytej stali resorowej i powinno być możliwie najbardziej od niej odległe;

d) obliczenia wytrzymałościowego pióra głównego (ucha) w sposób następujący (rys. 5):

$$M_g = P \cdot l + P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot F_p = P\,(l + F_p \cdot \operatorname{tg} \alpha);$$

$$T = P \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta = P \operatorname{tg} \alpha \left(1 - \frac{F_p}{R}\right)$$

Przy obciążaniu resoru P wzrasta, a F_p maleje, a przy $F_p = 0$ siła $T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$ i wywołuje naprężenie rozrywające $\sigma_r = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \alpha}{s \cdot h}$, zaś naprężenie tnące $\sigma_\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{s \cdot h}$, a moment rozginający ucho $M'_g = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot r$ — gdzie r — średni promień ucha.

Zwykle drugie pióro podtrzymuje ucho pióra głównego, ponieważ teoretyczny rozkład długości piór, z uskokami o wielkości $\frac{l}{n_1}$, dawałby nadmierne naprężenia w przekroju x-x, co wynika jasno z następującego obliczenia:

$$\sigma_g^{x-x} = \frac{P \cdot \frac{l}{n}}{\frac{s \cdot h^2}{6}} = \frac{6 P \cdot l}{n \cdot s \cdot h^2};\ \tau^{x-x} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{s \cdot h}$$

gdzie n — ilość piór resoru.

Spełniając warunek konieczny $\tau = 0{,}8\, \sigma_g$ mamy $n \cdot h = 3{,}2\, l$, co jest niemożliwym do uzyskania.

Obliczenie objęte powyższymi punktami nie nastręcza trudności, poza kwestią sprężystości resoru. W rzeczywistości resor, jak już wynika z poprzednich rozważań, odbiega znacznie od teoretycznego trójkąta, t. j. belki o stałej wytrzymałości i teoretyczne wzory na ugięcie nie mają tu zastosowania. Wszak resor (rys. 4) składający się z n piór, posiada n_1 piór, podchodzących pod ucho. A zatem mamy tu dwie grupy piór, z których jedne odpowiadają belkom o stałym przekroju, a drugie o stałej wytrzymałości:

grupa n_1 — ugięcie $f = \frac{P \cdot l^3}{3\,EI}$,

grupa $(n\text{-}n_1)$ ugięcie $f = \frac{P \cdot l^3}{2\,EI}$ przy $t = \frac{l - l_1}{n - n_1}$;

w rzeczywistości resor taki ugnie się o wielkość

$f = \frac{Pl^3}{KEI}$ gdzie $2 < K < 3$.

Obliczenie wielkości K na drodze teoretycznej jest niemożliwe ze względu na wpływ na ugięcie wielu zmiennych, jak — tarcie międzypiórowe, ugięcie wstępne piór przy montażu resoru, wynikłe z fabrykacji, zmienne grubości piór, różne zakończenia piór itp. Dlatego też zawsze, o ile to jest możliwym, konstruktor przed wydaniem na warsztat obowiązującego rysunku powinien postarać się o wykonanie resoru próbnego, wykonanie wykresu ugięć na prasie i porównanie otrzymanych wyników ze swymi obliczeniami. Do obliczeń wstępnych współczynnika K można podać 3 wzory: pierwszy oparty na ogólnej teorii ugięć elementów sprężystych możliwie najdokładniejszy, ale zato kłopotliwy w zastosowaniu, drugi i trzeci odbiegające znacznie od teorii, niemniej wypróbowane w praktyce i zupełnie wystarczające do przybliżonych obliczeń.

W z ó r p i e r w s z y: analizujemy ugięcie elementarne belki, zamocowanej w jednym końcu (rys. 6). Punkt A po ugięciu przesuwa się do A_1:

$$\smile AA_1 = r \cdot \Delta\alpha;$$

$$\Delta f_x = \smile AA_1 \cdot \cos \Delta\alpha = r \cdot \cos \Delta\alpha \cdot \Delta\alpha = y \cdot \Delta\alpha$$

w układzie x-y zazn. na rys.

Całkowite ugięcie końca belki

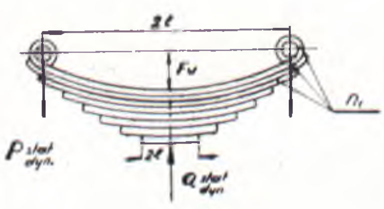
$$f_x = \Sigma\,(\Delta f_x) = \Sigma\,(y \cdot \Delta\alpha); \quad M_g = P \cdot y$$

zaś

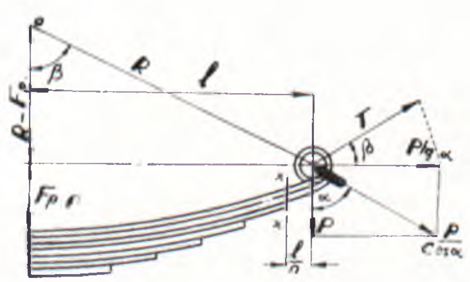
$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} = \frac{P \cdot y}{E \cdot I}; \quad \Delta\alpha = \frac{\Delta s}{\rho} = \frac{P \cdot y \cdot \Delta s}{E \cdot I};$$

$$f_x = \Sigma\,(y \cdot \Delta\alpha) = \frac{P}{E}\, \Sigma \cdot \frac{y^2 \cdot \Delta s}{I} = \frac{P}{E} \cdot T$$

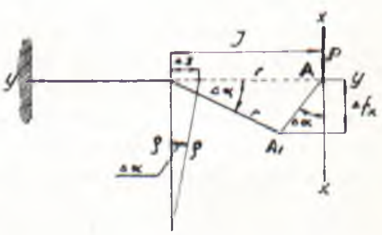
T — reprezentuje moment bezwładności względem osi x-x, figury płaskiej, której oś jest identyczna z osią belki uginanej, a szerokość w dowolnym punkcie jest odwrotnością I w danym przekroju. Obliczenie ugięcia resoru sprowadza się więc do obliczenia momentu bezwładności wspomnianej figury płaskiej zobrazowanej na rys. 7.



Rys. 4.

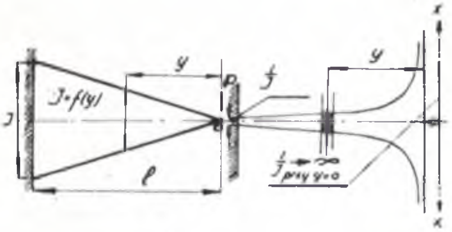


Rys. 5.



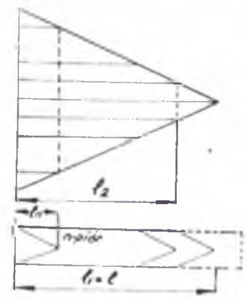
Rys. 6.

Rys. 7.



Rys. 9.

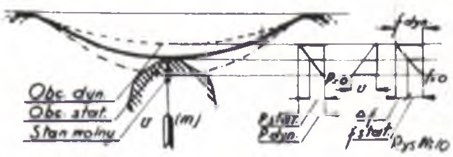




$$K_1 = \frac{z\, l_{rzecz.}}{z\, l_{teoret.}}$$

$$l_{teoret.} = \frac{(h+ln)^n}{2} = \frac{\left(l_1 + \frac{h}{2}\right) n}{2} = \frac{l_1(n+1)}{2} = \frac{l(n+1)}{2}$$

Rys. 8.



Rys. 10.

Dane rysunkowe

	Resor Nr 1	Resor Nr 2	
$P_{stat.}$	320 kg	1850 kg	
$P_{dyn.}$	865 kg	3240 kg	
Strzałka pod obc. stat. $F_{stat.}$	$23^{\pm 2}$	$27^{\pm 3}$	
Ilość piór	7	13	
Szerokość	50	70	
Grubość / długość	1. 6×915	1. 10×1740	8. 8×910
	2. 6×815	2. 10×1580	9. 8×790
	3. 6×652	3. 10×1430	10. 7×650
	4. 6×500	4. 10×1340	11. 7×510
	5. 5×400	5. 9 ×1230	12. 7×365
	6. 5×292	6. 9 ×1140	13. 7×220
	7. 5×180	7. 9 ×1030	

W z ó r d r u g i: obliczenie ugięcia oparte jest na normalnym wzorze, gdzie K wylicza się ze wzoru empirycznego, miarodajnego dla $n > 6$.

$$K = 2\left(1 + \frac{n_u}{n}\right)$$

gdzie n_u — ilość piór, które przecina oś pionowa, przechodząca przez środek ucha (np. rys. 4 — $n_u = 3$). n — całkowita ilość piór w resorze.

W z ó r t r z e c i: obliczenie ugięcia ze wzoru j. w. K zależy od stosunku sum długości piór rzeczywistej i teoretycznej (rys. 8):

$$K = 2 \cdot K_1 \qquad K_1 = \frac{\Sigma\, l_{rzecz}}{\Sigma\, l_{teor}}$$

$$\Sigma\, l_{teor} = \frac{(l_1 + l_n)\, n}{2} = \frac{\left(l_1 + \frac{l_1}{n}\right) n}{2} = \frac{l\,(n+1)}{2}$$

Wzór ten nie uwzględnia zupełnie zmiennej grubości i kształtu zakończenia piór; niemniej przy $1,1 < K_1 < 1,4$ daje praktycznie zadawalniające wyniki.

Dla przykładu podamy zastosowanie dwu ostatnich wzorów empirycznych dla resorów o znanej sprężystości, zmierzonej dla serii wyprodukowanych resorów (rys. 9). Resor nr 1:

$$f_{100} = \frac{50\, l^3}{KEI} = \frac{50 \cdot 38^3}{K \cdot 2\,200\,000 \cdot I}; \quad I = 0,478\ \text{cm}^4$$

K w/g wzoru drugiego $K = 2\left(1 + \frac{n_u}{n}\right) =$

$$= 2\left(1 + \frac{2}{7}\right) = 2,56$$

K w/g wzoru trzeciego $K = 2 \cdot \frac{\Sigma\, l_{rzecz}}{\Sigma\, l_{teor}} = \frac{4\, \Sigma l_{rzecz}}{l(n+1)} =$

$$= \frac{4(2 \cdot 380 + 326 + 250 + 200 + 146 + 90)}{380\,(7+1)} \cong 2,34$$

$$f_{100}^{II} = \frac{50 \cdot 38^3}{2,56 \cdot 2\,200\,000 \cdot 0,478} \cong$$

$$\cong 10,3\ \text{mm}/100\ \text{kg};$$

$$f_{100}^{III} = 11,1\ \text{mm}/100\ \text{kg};$$

Pomiary na prasie, dla większej serii, dały ugięcia: pod obciążeniem statycznym:

$$f_{stat} = 32,5\ \text{mm do } 35,8\ \text{mm, t. zn.}$$

$$f_{100} = \frac{32,5}{3,2} - \frac{35,8}{3,2} = 10,3 - 11,4\ \text{mm}/100\ \text{kg}$$

a więc obliczenie sprężystości pokrywa się z wynikami praktycznymi.

Analogiczne obliczenie, przeprowadzone dla resoru nr. 2 daje:

$$f_{100}^{II} = 7,1\ \text{mm}/100\ \text{kg}; \qquad f_{100}^{III} = 7,4\ \text{mm}/100\ \text{kg};$$

$$f_{100}^{\text{na prasie}} = 7,1 - 7,7\ \text{mm}/100\ \text{kg}.$$

Powyższe obliczenia mogą być wytyczną dla konstruktora przy projektowaniu resoru i pozwolą uniknąć większych rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń, a wynikami pomiarów, dokonanymi na resorach próbnych na warsztacie. Omawiając zagadnienie sprężystości i ugięć resorów, należy podkreślić, że dobór sprężystości, dla danego typu wozu (podawane w literaturze f_{100}, w zależności od obciążenia statycznego jest orientacyjne) i zawieszenia, jest rzeczą niemożliwą do ustalenia na drodze obliczeniowej, a tylko na drodze doświadczalnej, na próbie drogowej lub laboratoryjnej, wykonanej na wozie próbnym. Ugięcie resorów pod obciążeniem statycznym, charakteryzujące drgania własne resorów, stosunek sprężystości resorów przednich i tylnych w zależności od wielkości i rozkładu mas podwieszonych samochodu, dobór rodzaju i wielkości siły tłumiącej drgania układu resorowego (amortyzator), są to wielkości, które konstruktor musi starannie dobrać, opierając się na przesłankach teoretycznych, potwierdzonych jednak wynikami otrzymanymi na wozie próbnym; wspomniane przesłanki teoretyczne wiążą się jednak raczej z obliczeniem konstrukcyjnym samochodu, a nie samego resoru i nie będą tu szerzej omawiane.

Na zakończenie części teoretycznej omówimy jeszcze pobieżnie zagadnienie oddziaływania na resor sił dynamicznych i ruch drgający układu składającego się z resoru i masy samochodu z nim związanej. Istnieje wiele rozważań na ten temat, jednak wszystkie posiadają charakter wybitnie teoretyczny i zalecają w rezultacie korzystanie z wyników badań praktycznych, które jak już wspomnieliśmy wyżej powinien konstruktor przeprowadzić w warsztacie doświadczalnym i na próbie drogowej. Poniżej podamy tylko zasadniczy wzór, wyrażający okres drgań (częstotliwość) resoru w zależności od jego ugięcia pod obciążeniem statycznym, i kilka uwag ogólnych.

Koła samochodu, przebywając nierówności drogi, otrzymują szereg impulsów dynamicznych o zmiennej częstotliwości i natężeniu, zależnych od rodzaju drogi, szybkości i rozkładu mas w samochodzie. Impulsy o małym natężeniu i dużej częstotliwości, wyrażonej w setkach drgań na minutę, podchwytywane są przez opony; impulsy zaś mocniejsze o średniej i małej częstotliwości przenoszą się przez oponę na resor i resztę elementów wozu. Im resor jest miększy (duża sprężystość), a wóz cięższy, tym słabszym, i o mniejszej amplitudzie drganiom podlega nadwozie. Zbyt miękki resor daje „dobijanie" i może być na złych drogach za słaby wytrzymałościowo. Dlatego poniżej pewnej twardości schodzić nie można, co odbija się niekorzystnie na pudle wozu, które przy twardych resorach musi przejąć wszystkie drgania, które nie mogą być pochłonięte przez opony, a posiadają częstotliwość (średnią), przekraczającą znacznie częstotliwość drgań własnych układu resorowego. Od tych drgań chroni konstruktor samochod przez stałe dążenie do stosowania, w miarę możności, najmiększych opon, względnie amortyzacji drgań przez elastyczne zawieszenie pudła na resorach, stosując t. zw. silentbloki.

W ramach naszych rozważań obchodzą nas przede wszystkim drgania własne układu resorowego, odpowiadające dużym impulsom nierówności drogi i małej częstotliwości, odczuwalnej w pierwszym rzędzie przez pasażerów. O ile energii pochłoniętej przez resor na przeszkodzie odpowiada uderzenie masy „m" z szybkością „v" w resor obciążony statycznie (rys. 10), to zachodzi równanie $\frac{P \cdot f}{2} = \frac{m v^2}{2}$ a zmienna siła dynamiczna, działająca na resor $P_{dyn.}^{zm} = m \cdot \frac{v^2}{f}$. Resor wytrącony z równowagi, przez działanie siły dynamicznej, zaczyna wykonywać ruch drgający, zmieniając swe ugięcia pod obciążeniem statycznym f_{stat} o wielkość Δf, odpowiadającą zmiennym przyrostom obciążenia resoru. Zmienne obciążenie wyrazić można wzorem:

$$P_{zm} = P_{stat} \cdot \frac{f_{stat} + \Delta f}{f_{stat}}.$$

Czas, odpowiadający wychyleniu Δf z praw ruchu harmonicznego wyniesie:

$$t = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{f_{stat}}{g}},$$

a pełny okres drgań własnych resoru

$$T = 2 \pi \sqrt{\frac{f_{stat}}{g}},$$

przy czym amplituda wahań wyrazi się wzorem

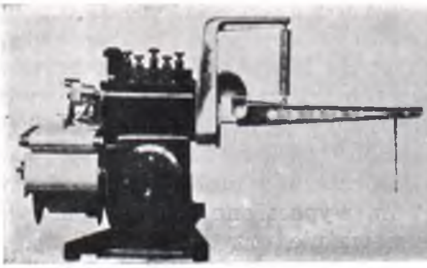
$$2 \Delta f = 2 v \cdot \sqrt{\frac{f_{stat}}{g}}.$$

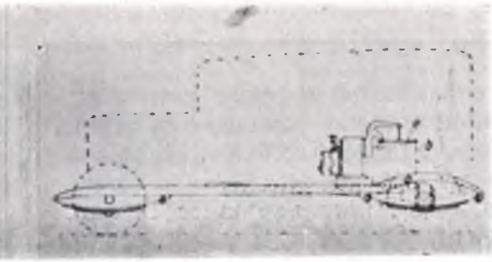
Ze wzorów tych wynika, że amplituda i okres drgań są tym większe, im większe jest ugięcie resoru pod obciążeniem statycznym, t. zn. im większa jest jego sprężystość. Badania praktyczne ustaliły orientacyjne granice na częstotliwość drgań własnych resorów, która powinna wynosić od 70 do 130 okresów na minutę ($n = \frac{60}{T}$). Obliczając ugięcie pod obciążeniem statycznym w zależności od częstotliwości mamy:

n	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130
f_{stat}^{mm}	183	160	141	125	110	100	90	74	62	53

W resorze tylnym stosowane jest $n \cong 70$ do 90; w przednim, w niektórych konstrukcjach stosuje się n prawie to samo co w tylnym; w innych wypadkach w resorze przednim n przyjmowane jest

Rys. 11.





Rys. 12.

większe niż w tylnym o około 50%. W pierwszym rozwiązaniu resory przednie mają sprężystość znacznie większą od sprężystości resorów tylnych, a więc są miększe, w drugim zaś — są twardsze.

Drgania resoru wytrąconego z równowagi stanu obciążenia statycznego są tłumione przez tarcie międzypiórowe i amortyzator, który działa zależnie od konstrukcji w czasie pełnego okresu drgań, bądź w czasie rozprężania się resoru; wykres drgań resoru, względnie zespołu resor — amortyzator daje charakterystykę zawieszenia, i warsztaty doświadczalne wytwórni samochodowych stosują obecnie specjalne aparaty t. zw. oscylografy, pozwalające na samoczynną rejestrację tego zjawiska. Aparaty do pomiaru drgań znane są w przemyśle w zastosowaniu do pomiaru drgań w silnikach i innych urządzeniach maszynowych, przy czym istnieją aparaty „wykazujące", t. j. stwierdzające jedynie istnienie i wielkość drgań, i „rejestrujące", t. j. pozwalające na rejestrowanie wielkości, częstotliwości i formy drgań. Oscylografy do badania drgań resorów są to właśnie aparaty rejestrujące, przenoszące ruch przy pomocy zmian w obwodzie elektrycznym, bądź drogą przekładni mechanicznych. Konstrukcja oscylografów mechanicznych jest już dzisiaj dostatecznie opanowana i aparaty takie nadają się do rejestracji nawet drgań o wysokiej częstotliwości, tak, że w wypadku resorów mogą mieć zastosowanie. Rys. 11 podaje widok takiego uniwersalnego aparatu rejestrującego Dr. J. Geigera w wykonaniu f. Lehmann u. Michels — Hamburg, a rys. 12 zamocowanie tego aparatu na wozie próbnym. Szczegółowy opis aparatu można znaleźć w katalogu wymienionej firmy.

II. FABRYKACJA RESORÓW

1) Materiał

Ze względu na ciężką pracę stali resorowej, w naszych warunkach drogowych, dobór odpowiedniego materiału i staranna obróbka cieplna mają pierwszorzędne znaczenie. Do wyrobu resorów używane są stale o zawartości 0,35 do 0,6% węgla, z dodatkiem krzemu, manganu, chromu i nieraz wanadu. W ten sposób powstają 4 zasadnicze gatunki resorowych stali specjalnych, a mianowicie: a) krzemowa, b) manganowa, c) krzemowo-manganowa i d) chromo-krzemowa. Tablica poniżej podaje przeciętny skład chemiczny i orientacyjne własności mechaniczne tych stali w stanie ulepszonym cieplnie.

Omawiając pokrótce wpływ krzemu, manganu i chromu na własności stali resorowej, należy zwrócić uwagę, że krzem podnosi granicę sprężystości, zmniejsza wrażliwość stali na przegrzanie (pożądane szczególnie w obecności manganu) i zwiększa odporność na odpuszczanie, co jest korzystnym przy podgrzewaniu piór do pasowania ręcznego; wytwarza krzem natomiast tendencję do odwęglań na powierzchni, mogących być potem, w pracy, przyczyną rys i pęknięć zmęczeniowych.

Mangan i chrom zwiększają przehartowanie w głąb, przy czym chrom poprawia własności mechaniczne, wpływając korzystnie na powstanie drobnoziarnistej struktury. Ogólne wytyczne do obróbki cieplnej tej stali można podać następująco: temperatura przeróbki plastycznej 850 — 1050°C, temperatura hartowania (w oleju) 810 —

	C	*Si*	*Mn*	*Cr*	*P + S*	R_r	Q_r	A_{10}
a	0,4 —0,5	1,7—2,2	0,6—0,8	—	$\leq$ 0,07	115—130	100—115	6—8
b	0,4 —0,5	$\leq$ 0,3	1,0—1,7	—	$\leq$ 0,07	120—140	105—115	5—7
c	0,4 —0,5	1,0—1,2	0,9—1,0	—	$\leq$ 0,07	120—150	105—120	5—7
d	0,35—0,45	0,9—1,1	0,6—0,8	0,9—1,2	$\leq$ 0,06	130—160	110—130	4—7

850°C, tempertura odpuszczania 380 — 480°C, zależnie od żądanych własności mechanicznych i składu.

Na bardziej odpowiedzialne resory największe zastosowanie znajduje stal chromo-krzemowa, często z dodatkiem 0,15 do 0,25% Va; obrobiona cieplnie na twardość 388° do 444° Brinella (średnica odcisku 2,9 — 3,1 mm przy kulce 10 mm. i nacisku 3000 kg).

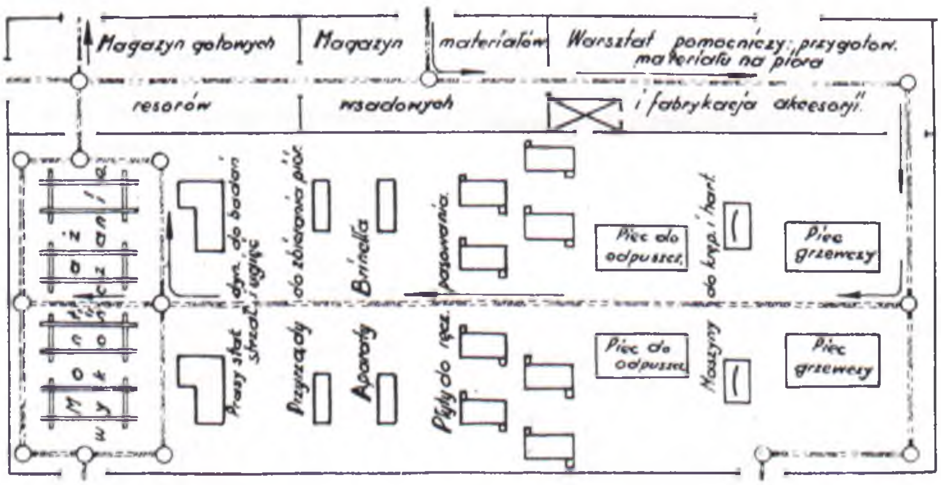
Dla stali resorowych miarodajną właściwie jest granica sprężystości; dla prawidłowej obróbki cieplnej granice płynności i sprężystości są bliskie siebie, i niezbyt odległe od granicy wytrzymałości. W przybliżeniu możemy je określić następującymi równaniami:

$$Q_r = 0{,}85 \div 0{,}9\,R_r \quad \text{i} \quad S_r = 0{,}7 \div 0{,}8\,R_r\,.$$

Stal, przeznaczona do wyrobu resorów powinna być wysokiej jakości, starannie przygotowana i odwalcowana. Dostateczne odcięcie nadlewu i dostateczne przekucie wstępne wlewków są tu bardzo ważne. Materiał odwalcowany musi być czysty, bez rys, pęknięć, zawijaków i zbyt grubej warstwy zendry. Wszelkie wady powierzchniowe są źródłem pęknięć w obróbce cieplnej, względnie źródłem pęknięć zmęczeniowych w pracy resoru.

tek i lochowania otworów, w pomocnicze rozgrzewarki końców piór i w zespół obrabiarek niezbędnych do fabrykacji tulejek brązowych i śrub wiążących. Przygotowane pióra wpływają do hali głównej i są ładowane do pieca grzewczego, gdzie grzane są do temperatury hartowania. Piece grzewcze, o szerokości 2 do 3 m i długości 5 do 7 m, wyposażone są w automatyczny posuw piór, przeważnie przy pomocy dwóch podłużnic (rury chłodzone wodą i obłożone materiałem ogniotrwałym), napędzanych mechanizmem mimośrodowym; piece te są najczęściej opalane gazem i pozwalają na dobrą regulację temperatury, równy wygrzew i atmosferę redukującą w piecu, wykluczając możliwość przegrzania bądź odwęglenia powierzchniowego piór. Tuż za piecami umieszczone są maszyny do krępowania i hartowania piór, które podawane są im automatycznie; maszyny składają się zwykle z dwóch części i podczas, gdy jedna część aparatu krępuje pióro, dociskając je do szablonu palczastego i zanurza do wanny olejowej, druga otwarta czeka u wylotu pieca na pobranie drugiego pióra do hartowania.

Rys. 13.



2) *Produkcja resorów*

Produkcję resorów można podzielić na 3 fazy: a) przygotowanie materiału na pióra i wykonanie akcesorii resoru (tulejki brązowe, chomątka, śruby i nity), b) właściwa produkcja resoru, c) próby, montaż i wykańczanie. Podany na rys. 13 plan nowoczesnej resorowni wyjaśnia zasadniczy przebieg produkcji.

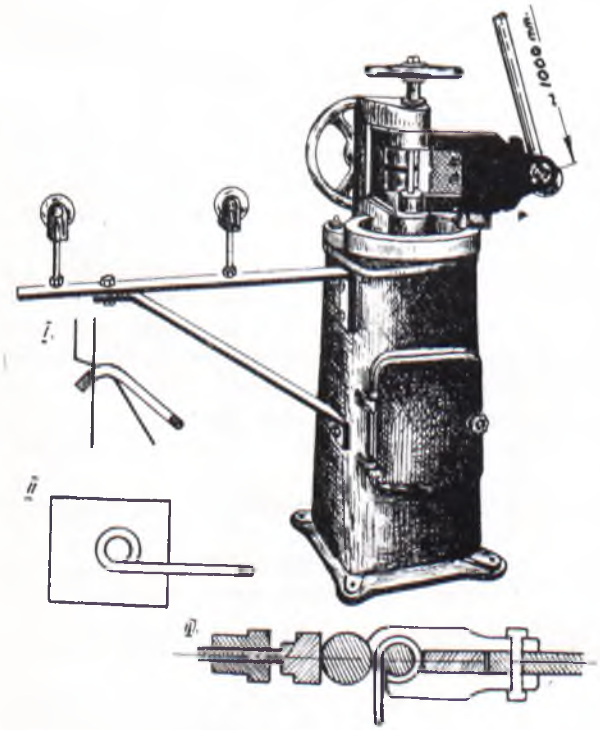
Z magazynu materiałów wsadowych wpływa materiał do warsztatu przygotowania piór i wyrobu akcesorii; warsztat ten wyposażony jest w maszynę do zawijania uszek pióra głównego, w prasy do ścinania skosów piór, zaginania chomą-

Resorownie mniejsze niezautomatyzowane zastępują maszyny do krępowania i hartowania prostszymi przyrządami, w które robotnik wkłada pióro i krępuje je przez docisk ręczny lub pneumatyczny do szablonu, po czym wyjmuje je i swobodnie zanurza do wanny. System ten daje w rezultacie pióra bardziej zwichrzone po obróbce cieplnej. Pióra, wymagające potem dłuższej korekcji ręcznej, przez młotkowanie (pasowanie ręczne).

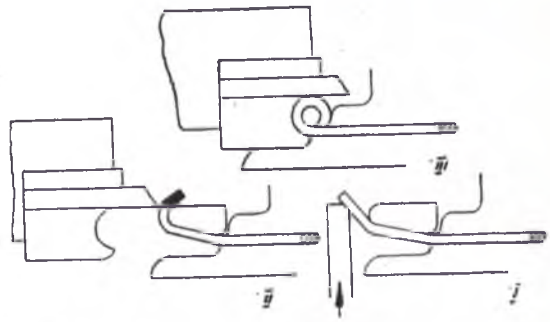
Po sekcji maszyn do krępowania następują piece do odpuszczania. Do tego celu używane są kąpiele solne lub ołowiowe, względnie piece grzewcze, z regulowaną szybkością posuwu spodu umieszczonego na dwóch łańcuchach bez końca, na których spoczywają pióra; łańcuchy nie potrzebują być izolowane wobec temperatur, nie przekraczających prawie nigdy 450°C. Za piecami

do odpuszczania jest sekcja płyt do ręcznego pasowania; ręczne pasowanie koryguje nierówności profilu i zwichrzenia piór, powstałe przy hartowaniu drogą młotkowania. Operacja musi być wykonywana przy piórach podgrzanych do temperatury około 300°C, co uzyskać można przy ciągłej produkcji przez pasowanie, bezpośrednio po wyjęciu z pieca do odpuszczania, lub dodatkowe podgrzanie w tymże piecu, najlepiej w specjalnie dobudowanej komorze niskich temperatur, wyzyskującej ciepło spalin wylotowych. Operacja ta jest stosunkowo trudna i kosztowna i wykonywana być musi przez wykwalifikowanych robotników, t. zw. resorowników; pasowanie zaczyna się od pióra głównego, które zostaje dopasowane do szablonu wzorcowego, poczem następuje dopasowywanie kolejne piór — każde następne do poprzedniego, aż do uzyskania wiązki piór z minimalnymi luzami międzypiórowymi, nie przekraczającymi dziesiątych części milimetra. Należy nadmienić, że wytwórnie zagraniczne czynią dziś usiłowania, podobno uwieńczone powodzeniem, mające na celu uniknięcie operacji pasowania, przez sprowadzenie do minimum odkształceń piór przy grzaniu, hartowaniu i krępowaniu. Po spasowaniu, resory przechodzą na stanowiska kontrolne, gdzie badana jest twardość poszczególnych piór. Resory „zbrynelowane" poddawane są obciążeniom statycznym i dynamicznym na specjalnych prasach (opisanych dalej), celem zbadania ugięć, sprężystości, strzałek pod przewidzianymi obciążeniami i tak zwanego osiadania resoru.

Resory odpowiadające wymaganym warunkom przechodzą do wykańczalni, gdzie następuje ostateczny montaż, zakładanie śrub wiążących, śrub



Rys. 14.



Rys. 15.

chomątkowych i tulejek brązowych, oraz malowanie i znaczenie. Opis szczegółowy instalacji i urządzeń, omówionych wyżej byłby za obszerny w ramach niniejszego artykułu. Szereg instalacji znanych jest zresztą z urządzeń fabrykacyjnych normalnych wydziałów przeróbki plastycznej i cieplnej. Dlatego omówimy poniżej niektóre tylko punkty fabrykacji, charakteryzujące specjalnie produkcję resorów.

Rys. 14 przedstawia przyrząd do ręcznego zawijania uszu, w wykonaniu firmy Engel u. Biermeyer, Hagen; w pierwszej operacji następuje ścięcie końców pióra głównego, po czym zakłada się pióro w przyrząd, unieruchamia mimośrodem i, przy pomocy długiej dźwigni, zakręca ręcznie jego koniec dokoła sworzni, aż do całkowitego zawinięcia ucha. Rys. 15 podaje schemat automatyzacji operacji zawijania uszu na maszynach amerykańskich (Coulter an McKenzie, Bringeport).

(dok. nast.)

Inż. T. Wiszniewski
K.I.S. — S.I.M.P.

O HAMULCACH NAJAZDOWYCH PRZYCZEPEK SAMOCHODOWYCH

Pod nazwą hamulca najazdowego rozumiemy taki układ, przy którym hamulec przyczepki uruchamiany jest przez nacisk, wywierany przez nią na ciągnik w czasie hamowania ciągnika.

Konstrukcja taka jest bardzo pociągająca z kilku przyczyn, jako to: uniezależnienie hamowania przyczepki od obecności specjalnych urządzeń na ciągniku (pompa powietrzna, przewody itp.), prostota i pewność działania przy odpowiednim rozwiązaniu konstrukcyjnym, wreszcie zdolność samoczynnego dostosowywania wielkości siły hamowania do ciężaru przyczepki, co jest poważną zaletą systemu

Zakres zmiany siły hamowania dla lekko skonstruowanych przyczepek wyrazić się może stosunkiem 1 : 3, w wypadku jazdy „na pusto", lub z ładunkiem. Odpada przeto zarówno konieczność stosowania urządzenia do zmiany siły hamowania, jak i troski ze strony kierowcy o odpowiednie przeregulowanie hamulca.

Nie rozstrzygając kwestii, czy hamulec najazdowy jest najlepszym układem, i czy może być uniwersalnie stosowany, artykuł niniejszy ma na celu, na podstawie analizy pracy urządzenia, ustalenie zasad konstrukcyjnych, których przestrzeganie jest koniecznym dla zbudowania sprawnie działającego hamulca.

Ponieważ w czasie hamowania zachodzi wzajemne oddziaływanie ciągnika na przyczepkę i odwrotnie, nieodzownym jest przeto, przy analizowaniu przebiegu hamowania, ustalenie wzajemnego stosunku ciężarów obu jednostek zaprzęgu, tj. ciągnika i przyczepki. W celu stworzenia układowi hamulcowemu trudnych, choć prawdopodobnych, warunków pracy, w poniższych rozumowaniach założono, iż zaprzęg składa się z jednostek o równym ciężarze. Przy czym ciągnik jest kołowy. Wyjątkowo bowiem tylko taki ciągnik będzie dużo lżejszy od swej przyczepki. Wypadek zaś sprzężenia ciągnika cięższego lub gąsienicowego będzie tylko korzystniejszym dla bezpieczeństwa całego zespołu.

I. Zabezpieczenie przed niezamierzonym hamowaniem.

Podczas jazdy po nierównej drodze łatwo zdarzyć się może położenie, pokazane na rys. 1, gdy przednie koła ciągnika znajdą się o kilkanaście centymetrów wyżej, niż koła tylne, i gdy nawet przy jednostajnej szybkości obu wozów i prawie niezmiennej odległości ich środków ciężkości, nastąpi zbliżenie punktów A i B, innymi słowy tendencja do „skrócenia" dyszla. Natychmiastowe hamowanie w takim wypadku byłoby zbyteczne i niepożądane.

Np. przy wzniesieniu przodu o $h = 150$ mm i wysokości haka nad ziemią równej $H = 700$ mm dla ciągnika o rozstawie osi $L = 3$ m i średnicy kół $d = 800$ mm, wielkość cofnięcia się haka wynosi ok. 15 mm (odcinek l na fig. 1).

Wyciągamy stąd wniosek, iż konieczne dla dociśnięcia szczęk hamulcowych „skrócenie" dyszla jest pożyteczne, byle nie osiągnęło zbyt dużych rozmiarów, gdyż wówczas sprowadzi uderzenia przy hamowaniu. Jałowy skok l haka wzrasta jednak znacznie w miarę zużycia okładzin szczęk hamulcowych, a kierowca, zwłaszcza gdy nie jest dbały, łatwo może tego nie zauważyć; jasną przeto staje się wielka korzyść z zastosowania samoczynnego urządzenia do regulacji skoku szczęk hamulca.

Należy mieć ponadto na uwadze, iż nawet na równej drodze nieuniknione są niewielkie przyspieszenia i opóźnienia ruchu zaprzęgu. Mogłyby one wywołać zbyteczne hamowania, gdyby jałowy skok haka, konieczny dla dociągnięcia hamulców, mógł się odbywać bez jakiegokolwiek oporu, np. sprężyny.

Biorąc pod uwagę punkt III naszych rozważań, należałoby określić siłę tej sprężyny, w chwili początku hamowania, na 3—5% ciężaru przyczepki. Działanie tej sprężyny, łącznie z małymi nawet oporami toczenia na szosie, wywołać może jeszcze bez udziału hamulca ujemne przyśpieszenie od 0,5 do 0,7 m/sek^2, co wydaje się najzupełniej wystarczającym.

II. Zabezpieczenie hamulca od przeciążenia.

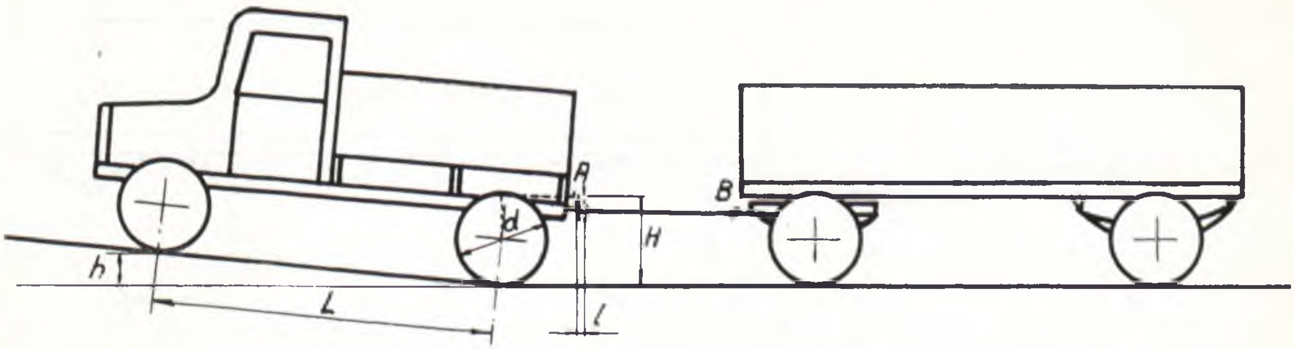
Przeniesienie ruchu w sposób sztywny z haka na organy hamulca, wywołać w nich może niemożliwe do ścisłego określenia, zmienne w szerokich granicach, i często olbrzymie siły, gdyż niepochłonięta przez sprężynę zaczepu część energii kinetycznej przyczepki, najeżdżającej na ciągnik, będzie musiała być pochłoniętą przez elementy hamulca. Zdarzyć się to może zarówno przy poślizgu kół, jak i przy nagłym hamowaniu. I złemu nie zaradzi nawet przesadne wzmocnienie części hamulca. Gdyż choćby uszkodzenie nie nastąpiło, to nadmierna siła hamująca spowoduje poślizg zablokowanych kół, jak wiadomo, bardzo niebezpieczny.

Dlatego hak winien przekazywać ruch hamulcom za pośrednictwem elementu elastycznego, jak np. sprężyny w cięgłach, urządzenia „teleskopowego" w drążku pchającym itp.

Ruch haka winien posiadać jednak ograniczenie przy pomocy odpowiedniego zderzaka.

III. Zapewnienie możliwie małego nacisku przyczepki na ciągnik.

Dążenie to jest oczywiste z racji samego celu istnienia hamulców. Ponieważ jednak z istoty hamulca najazdowego wynika, iż siła ta nie może



Rys. 1.

być sprowadzona do zera, zachodzi konieczność przybliżonego określenia dopuszczalnej wielkości tej siły.

Właściwym tutaj będzie rozpatrzenie wypadku zjazdu ciągnika z przyczepką z góry.

Na niezbyt rozmiękłej, jedynie nieco gliniastej drodze współczynnik przyczepności ciągnika kołowego spaść może do $\mu = 0{,}3$ a nawet i niżej.

Na samo utrzymanie stałej szybkości na pochyłości wynoszącej np. 10%, przy twardym podłożu jezdni powierzchownie rozmokłej, ciągnik winien hamować z siłą równą około 8% swego ciężaru, zakładając współczynnik oporu toczenia f równy około 20 kg/t. Jeżeli w tych warunkach zechcemy zatrzymać zaprzęg z przyśpieszeniem ujemnym tylko 1 m/sek², to, nie licząc nacisku przyczepki, należy na obwodzie kół ciągnika wytworzyć siłę, wynoszącą około 0,18 jego ciężaru, pochodzącą od hamulców. Przy założonym przeto współczynniku przyczepności pozostaje tylko 0,12 Q, (gdzie Q oznacza ciężar ciągnika), do granicy poślizgu, której nie wolno przekroczyć pod grozą zarzucenia, znacznie niebezpieczniejszego dla zespołu dwóch pojazdów, niż wozu pojedyńczego.

Jeżeli teraz obliczyć nacisk przyczepki na ciągnik, to złoży się na niego siła sprężyny zaczepu, wynosząca około 3—5% ciężaru przyczepki, i siła, konieczna do wywołania hamowania, zależna od przekładni hamulca.

Zdaniem autora, całkowita przekładnia hamulca rozumiana jako stosunek siły n a o b w o d z i e k ó ł t o c z n y c h, oznaczonej na rys. 2 literą T_3, do siły, przyłożonej na drążku lub cięgle związanym bezpośrednio z hakiem, a oznaczonej na tymże rysunku przez T_2 — zawierać się winna w granicach $i = 6$—10, w wyniku kompromisu pomiędzy dążnością do zmniejszenia nacisku przyczepki na ciągnik, a koniecznością utrzymania, w odpowiednich granicach, jałowego skoku haka.

Ogólnie siłę hamującą H na obwodzie kół ciągnika ważącego Q kg, jadącego z przyczepką P kg, hamowanego z opóźnieniem a m/sek² na spadku 3%, można wyrazić w sposób następujący:

Dla utrzymania jednostajnej szybkości na spadku samego ciągnika, konieczna jest siła $\frac{Qs}{100} - Rc$, gdzie Rc jest to opór toczenia ciągnika.

Dla nadania opóźnienia musi dojść jeszcze siła siła $\frac{Qa}{g}$.

Dla powstrzymania przyczepki należy przyłożyć do niej, zarówno na haku jak i na obwodzie jej kół, siłę wynoszącą w sumie $\frac{Pa}{g}+\frac{Ps}{100}$ gdzie P jest ciężarem przyczepki w kg.

Na rys. 3 przedstawiona jest wielkość sił, działających na przyczepkę, w funkcji skoku haka. Oznaczamy przez:

x — skok haka
k_1 — stała sprężyny haka; stąd $T_1 = k_1 x$
l — skok jałowy haka
k_2 — stała sprężyny w układzie hamulca, stąd $T_2 = k_2 (x - l)$
i — przekładnia hamulca, stąd $T_3 = iT_2$
R_p — opór toczenia przyczepki

Wtedy na podstawie tych oznaczeń można napisać:

$$\frac{Pa}{g}+\frac{Ps}{100}=R_p+T_1+T_2+T_3$$

albo po podstawieniu:

$$\frac{Pa}{g}+\frac{Ps}{100}=R_p+x\,k_1+(x-l)\,k_2+(x-l)\,i\,k_2$$

stąd znajdziemy, że

$$x=\frac{\frac{Pa}{g}+\frac{Ps}{100}-R_p+lk_2+ilk_2}{k_1+k_2+i\cdot k_2}$$

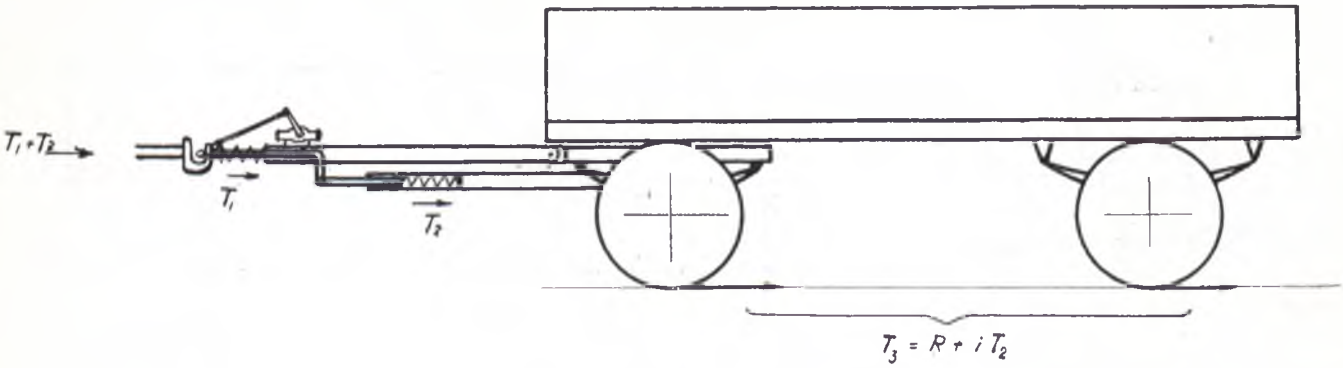
A ponieważ przyczepka oddziaływa na ciągnik z siłą:

$$T_1+T_2=xk_1+(x-l)\,k_2=x\,(k_1+k_2)-lk_2$$

przeto po podstawieniu wartości na x można napisać:

$$T_1+T_2=\frac{\frac{Pa}{g}+\frac{Ps}{100}-R_p+lk_2+ilk_2}{k_1+k_2+i\,k_2}(k_1+k_2)-lk_2$$

A więc całkowita siła hamująca ciągnik:



Rys. 2.

$$H_c = \frac{Qa}{g} + \frac{Qs}{100} + R_c +$$

$$+ \frac{\frac{Pa}{g} + \frac{Ps}{100} - R_p + lk_2 + ilk_2}{k_1 + k_2 + ik_2} (k_1 + k_2) - lk_2$$

Podstawiając dla przykładu w powyższe równanie następujące wartości: $a = 1$ m/sek²; $s = 10\%$, $R_c = R_p = 0{,}02Q = 0{,}02P$; $l = 3$ cm; $k_1 = 0{,}01P$; $k_2 = 0{,}005P$; $i = 10$, oraz uwzględniając na wstępie uczynione założenie, iż $P = Q$, otrzymamy

$$H_c = 0{,}18\,Q + 0{,}0645\,P = 0{,}2445\,Q$$

A więc siła hamująca, konieczna do wywołania założonego opóźnienia $a = 1$ m/sek², nie jest daleka od granicy przyczepności, przy czym napór przyczepki powiększył ją o ok. 35%. Potwierdza to konieczność stosowania dość miękkich sprężyn haka oraz dość dużych przekładni hamulca.

Z tego wzoru można również sprawdzić możliwość gwałtownego hamowania na suchej szosie. Dla tego wypadku założymy współczynnik przyczepności $\mu = 0{,}65$, oraz opóźnienie hamowania $a = 5$ m/sek². Po podstawieniu odpowiednich wartości otrzymujemy:

$$H_c = 0{,}5\,Q - 0{,}02\,Q + 0{,}134\,P = 0{,}614\,Q$$

a więc

$$H_c < \mu\,Q = 0{,}65\,Q$$

IV. Zabezpieczenie od oscylacji.

Ważną kwestią jest zabezpieczenie układu od oscylacyj, powstających podczas hamowania. Są one wywołane kolejnym najeżdżaniem i cofaniem się przyczepki względem ciągnika.

Zanim sprawa ta zostanie dokładnie zanalizowaną, wydaje się wskazanym przedstawić jakościowo przebieg hamowania.

Od chwili, gdy ciągnik poczyna zwalniać, przyczepka, dojeżdżając do niego, zbliża się o wielkość l konieczną dla dociągnięcia szczęk hamulcowych do bębnów. Sprężyna zaczepu jest dość słaba, więc nie wiele wpływa na szybkość przyczepki i, jakkolwiek droga l jest mała, i wynosi najwyżej kilka centymetrów, to jednak po jej przebyciu, w chwili początku hamowania, przyczepka ma szybkość nieco większą niż ciągnik. Hamowanie nie może zmniejszyć szybkości wozu w sposób nagły. Hamulec dociąga się stopniowo coraz mocniej, lecz w chwili, gdy szybkości obu wozów są równe, siła hamowania jest już zbyt duża. Przyczepka poczyna więc oddalać się od ciągnika, hamulec zwalnia się stopniowo itd.

Szkodliwość takich drgań jest oczywista; „przehamowanie" czyli zbyt wielka siła hamowania może spowodować „zablokowanie" i poślizg kół, ze wszelkimi niepożądanymi następstwami. Dlatego autor uważa za bardzo pożądane, a nawet konieczne z a o p a t r z e n i e z a c z e p u w d o s t a t e c z n i e s i l n y a m o r t y z a t o r hydrauliczny ale nie cierny.

Zapewni to hamowanie stopniowe, łagodne i bez szarpań, zwiększając bezpieczeństwo jazdy, zwłaszcza na śliskich, a silnych spadkach.

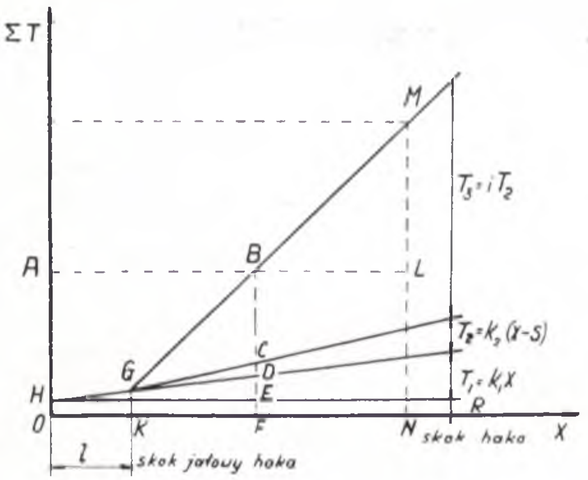
Dla określenia ilościowego przebiegu drgań przyczepki względem ciągnika użyjemy ponownie wykresu podanego na rys. 3.

Z wykresu tego wynika, iż przyczepka w obszarze na prawo od punktu K zachowuje się jak masa złączona ze sprężyną o stałej $k = k_1 + k_2 + ik_2$, a pomiędzy punktami O i K, jak związana ze sprężyną o stałej $k = k_1$.

A więc, gdy ciągnik otrzyma ujemne przyśpieszenie a, to, aby i przyczepka otrzymała to samo opóźnienie, suma wszystkich sił poziomych działających na nią, winna wynosić $\frac{Pa}{g} = OA$, co odpowiada skróceniu dyszla OF. Wokół tego punktu równowagi odbywają się drgania, przy czym pierwsze wychylenie bez tłumienia, przy założeniu, że ciągnik otrzyma nagle przyśpieszenie a, osiągnęłoby wielkość ON, które otrzymamy z równości pól $OALN$ i $OHGMN$. Pierwsze pole przedstawia pracę sił bezwładności w ruchu względnym przyczepki w stosunku do ciągnika, drugie zaś — pracę sił poziomych również w ruchu względnym.

Jak łatwo zauważyć, największa siła hamowania w punkcie N, z powodu istnienia jałowego skoku haka l, podczas którego hamulce jeszcze nie działają, jest przeszło dwa razy większa, niż dla położenia równowagi w punkcie F.

Jasną się przeto staje pożyteczność zastosowania amortyzatora, a poniższy rachunek posłu-



Rys. 3.

ży do określenia koniecznego oporu jednostkowego tłumika drgań.

Na podstawie równania ruchu drgającego tłumionego

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{w}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} x = 0$$

gdzie $m = \frac{P}{g}$ masa przyczepki $k = k_1 + k_2 + ik_2$ stała sprężyny, można określić opór amortyzatora w wyrażony w $\frac{\text{kg. sek}}{\text{cm}}$ dla dowolnego stopnia tłumienia.

Najbardziej pożądanym byłby ruch aperiodyczny. Dlatego musi być spełniona zależność

$$\left(\frac{w}{2\,m}\right)^2 > \frac{k}{m} \quad \text{czyli } w > 2\sqrt{km}$$

Dla ciężkich kilkutonowych przyczepek wypadłoby jednak użyć bardzo silnych amortyzatorów. Biorąc pod uwagę, że niewielkie chwilowe przehamowanie, np. o 25%, nie jest szkodliwe, możemy bez szkody zrezygnować z aperiodyczności ruchu, i dopuścić dość szybko zanikające wahania. Na rys. 4 pokazano dla przykładu krzywą, w której wysokość każdej następnej półfali jest 4 razy mniejsza, niż poprzedzającej. Tłumienie, czyli tzw. logarytmiczny dekrement wynosi dla takiego ruchu $\delta = ln\ 4^2 = ln\ 16 = 2{,}77$.

A ponieważ pomiędzy tłumieniem a oporem w amortyzatora zachodzi poniższy związek:

$$\delta = \frac{2\pi w}{2\,m\sqrt{\frac{k}{m} - \frac{w^2}{4\,m^2}}}$$

przeto dla proponowanego stopnia tłumienia

$$w = \frac{2}{\sqrt{\frac{4\pi^2}{\delta^2} + 1}}\sqrt{km} = \frac{\sqrt{km}}{1{,}24}$$

Przeliczymy dla przykładu wypadek konkretny:

$$P = 4000 \text{ kg}; \; k = k_1 + k_2 + ik_2 = 260 \frac{\text{kg}}{\text{cm}};$$

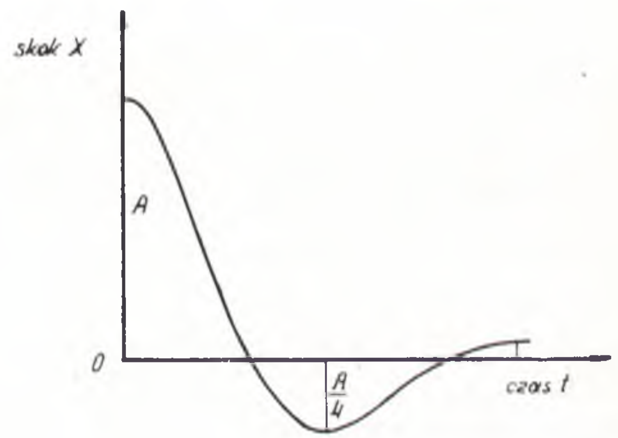
$$\delta = ln\ 16 = 2{,}77; \; g = 981 \text{ cm/sek}^2$$

$$w = \frac{2\sqrt{260\frac{4000}{981}}}{\sqrt{\frac{4\pi^2}{2{,}77^2} + 1}} = 26{,}3 \frac{\text{kg. sek}}{\text{cm}}$$

Ponieważ całkowity skok haka jest nieduży, a normalny autobusowy amortyzator może dać opór około 10—15 kg/sek przeto bez uciekania się do budowy specjalnych amortyzatorów, możemy osiągnąć skutek zamierzony, używając typu handlowego ze skróconym tylko odpowiednio jego ramieniem.

V. Podział siły hamującej pomiędzy osi.

Po omówieniu zasadniczych warunków, które przy konstrukcji hamulca najazdowego, specjalnie winny być uwzględnione, należy jeszcze dodać uwagę, obowiązującą zresztą przy innych systemach, że hamowanie kół przednich winno być w stosunku do ich obciążenia, silniejsze niż hamowanie kół tylnych. Opiera się to, po pierwsze, na wielokrotnie obserwowanym zjawisku, iż poślizg kół przednich nie grozi „zarzuceniem" wozu w przeciwieństwie do tegoż zjawiska zachodzącego na kołach tylnych, a po drugie, na fakcie dociążania przy hamowaniu osi przedniej.



Rys. 4.

Zakończenie.

Z powyższych rozważań, ograniczających się zresztą do omówienia wyłącznie kwestyj dynamicznych, wynika, iż hamulec systemu najazdowego może spełniać zasadnicze wymagania, stawiane dobrze działającemu układowi hamulcowemu, a skreślenie tych uwag, ze względu na coraz większe rozpowszechnienie używania przyczepek, wydaje się być usprawiedliwione.

Na zakończenie możnaby jeszcze dorzucić, iż nic nie stoi na przeszkodzie budowie w Polsce całkowitych urządzeń hamulcowych omawianego typu. Tymczasem zasadnicze części hamulców pneumatycznych, używanych przeważnie w tego rodzaju układach, nie są na razie wyrabiane w kraju i muszą być sprowadzane z zagranicy.

NOMOGRAM TRAKCYJNY SAMOCHODU

Przerobił z „Motor" inż. Cz. Wierzyk, K.I.S. — S.I.M.P.

Załączony do numeru niniejszego nomogram trakcyjny samochodu zbudowany został na podstawie następujących danych:

W górnej lewej ćwiartce umieszczone są dwa pęki prostych, z których jeden wyraża zależność między całkowitą przekładnią samochodu, promieniem opony, ugiętej pod danym obciążeniem, i współczynnikiem i_v, uwzględniającym sprawność przekładni; drugi zaś — zależność pomiędzy współczynnikiem i_v, momentem obrotowym silnika i siłą pociągową, uzyskaną na kołach samochodu.

Zależności te wyrażają się następującymi wzorami:

$$M \cdot i \cdot \eta_i = P \cdot R_k$$

gdzie M — moment obrotowy silnika w kgm,
i — całkowita przekładnia samochodu,
η_i — sprawność mechanizmów napędowych samochodu,
P — siła pociągowa na kołach samochodu w kg,
R — promień opony pod obciążeniem w m;

zakładając

$$\frac{i \cdot \eta_i}{R_k} = i_v$$

otrzymujemy

$$P = M \cdot i_v \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Przyjmując, że sprawność mechanizmów napędowych wynosi 85% czyli $\eta_i = 0{,}85$ otrzymujemy, że

$$i_v = \frac{i \cdot 0{,}85}{R_k} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

W dolnej lewej ćwiartce umieszczony jest pęk prostych, wyrażający zależność siły pociągowej, oporów jazdy i całkowitego ciężaru wozu (przy czym w oporach jazdy uwzględniane są tylko opory: toczenia i powstające przy pokonywaniu wzniesień — bez oporów powietrza); oraz szereg krzywych, pozwalających na ustalenie kąta pokonywanego wzniesienia w zależności od wielkości współczynnika oporu toczenia i ciężaru samochodu.

Uzyskujemy to w sposób następujący:

$$P - G \sin \alpha = G f \cos \alpha$$

czyli

$$P = G (f \cos \alpha + \sin \alpha)$$

podstawiając

$$a = f \cos \alpha + \sin \alpha \quad . \; . \; . \; . \quad (3)$$

otrzymujemy

$$P = G \cdot a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

gdzie f — współczynnik oporu toczenia, wyrażony w kg na 1 kg ciężaru samochodu,
G — całkowity ciężar samochodu w kg (podwozie + nadwozie + ładunek),
α — kąt wzniesienia w stopniach,
a — opory jazdy (z uwzględnieniem pochyłości) w kg na 1 kg ciężaru samochodu.

W omawianej ćwiartce nomogramu skala oporów jazdy „a" naniesiona jest dwukrotnie. Raz na lewej osi pionowej dla określenia zależności, wyrażonej wzorem 4), drugi raz — na osi poziomej dla określenia zależności, wyrażonej wzorem 3). Przejścia pomiędzy tymi skalami dokonywa się po przekątnych, łączących odpowiednie wielkości obu tych skal.

W prawej dolnej ćwiartce znajdujemy rodzinę krzywych, wyrażającą zależność między kątem wzniesienia, współczynnikiem przyczepności, odniesionym do całkowitego ciężaru samochodu, oraz pęk prostych, wiążących zależność współczynnika przyczepności w stosunku do całkowitego ciężaru samochodu ze współczynnikiem przyczepności, odniesionym do kół napędowych, w zależności od stosunku obciążenia kół napędowych do całkowitego ciężaru samochodu.

Wiadomym jest, że na to, by koła samochodu toczyły się po podłożu wystarczy, by siła pociągowa, powstająca na obwodzie kół napędowych, była mniejszą, lub co najwyżej równą, sile przyczepności tych kół.

Siła przyczepności kół wyraża się iloczynem z ich obciążenia przez współczynnik przyczepności danych kół na danym podłożu. A więc

$$P \leq G_k \,.\, k$$

Uwzględniając opory pochyłości podłoża otrzymuje się

$$P \leq G_k \, k \cdot \cos \alpha.$$

Z drugiej znów strony

$$P = G (f \cos \alpha + \sin \alpha)$$

a zatym

$$G (f \cos \alpha + \sin \alpha) \leq G_k \, k \cos \alpha$$

stąd

$$f + \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{G_k}{G} \cdot k$$

Zakładając, że $\frac{G_k}{G} = \beta$, oraz $\beta k = k_0$ otrzymujemy:

$$f + \operatorname{tg} \alpha \leq k_0$$

co w granicznym wypadku da

$$f + \operatorname{tg} \alpha = k_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

gdzie G_k — obciążenie kół napędowych w kg,

k — współczynnik przyczepności koła do podłoża w kg na 1 kg obciążenia kół napędowych,

k_0 — współczynnik przyczepności w odniesieniu do wszystkich kół samochodu w kg na 1 kg całkowitego ciężaru samochodu.

Jeżeli samochód posiada wszystkie koła napędzane, to $\beta = 1$ i $k_0 = k$.

W górnej prawej ćwiartce widzimy pęk prostych, wyrażający zależność między szybkością samochodu a całkowitą przekładnią i promieniem opony, wyrażonymi przez współczynnik i_y i obrotami silnika dla danego momentu obrotowego. Zależność ta jest również wyrażona za pośrednictwem rodziny krzywych, w celu łatwiejszego odczytania szybkości samochodu (np. przez przyłożenie miarki).

Wyraża się ona następującym wzorem:

$$V = \frac{2 \pi R_k n}{i} \cdot \frac{60}{1000};$$

Podstawiając ze wzoru (2) $i_y = \frac{i \cdot 0{,}85}{R_k}$ otrzymamy

$$V = \frac{2 \pi n \cdot 0{,}85}{i_y} \cdot \frac{60}{1000} = 0{,}32 \frac{n}{i_y} \quad \ldots \quad (6)$$

gdzie V — szybkość samochodu w km/godz.

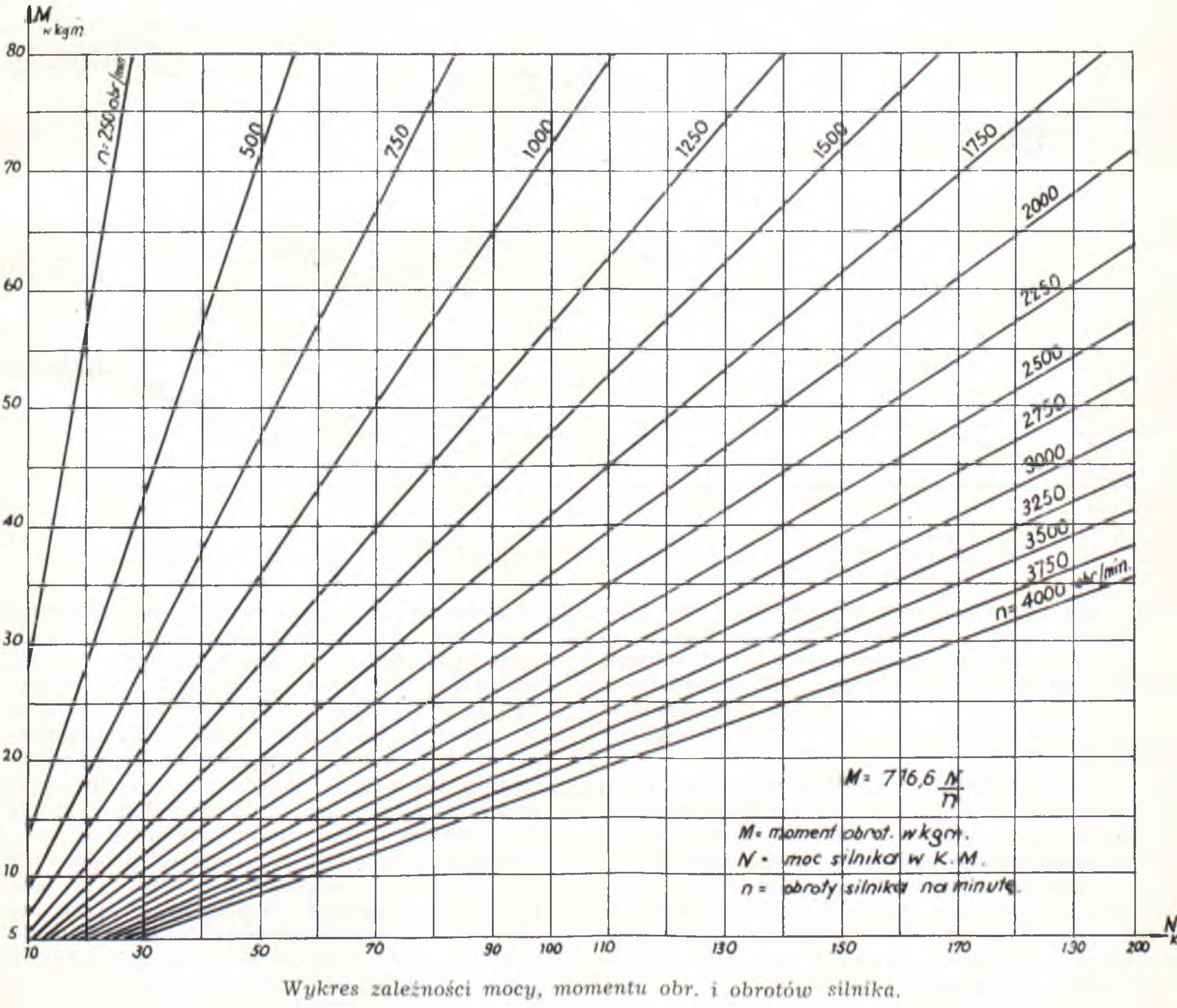
n — ilość obrotów silnika na 1 minutę.

W nomogramie tym nie zostały uwzględnione opory powietrza. Wynik uzyskany z nomogramu można uzupełnić przez zmniejszenie siły pociągowej, podanej na skali P o wielkość tych oporów, obliczoną ze wzoru, podanego przez Bussiena, gdzie

$$P_p = 0{,}0052\, F\, V^2 \text{ w kg} \quad \ldots \quad (7)$$

F — powierzchnia czołowa samochodu w m^2,
V — szybkość samochodu w km/godz.

W wypadku zastosowania tego nomogramu do obliczenia trakcyjnego ciągnika z przyczepkami, określenie współczynnika oporu toczenia dla całego układu odbywa się za pomocą wzoru:



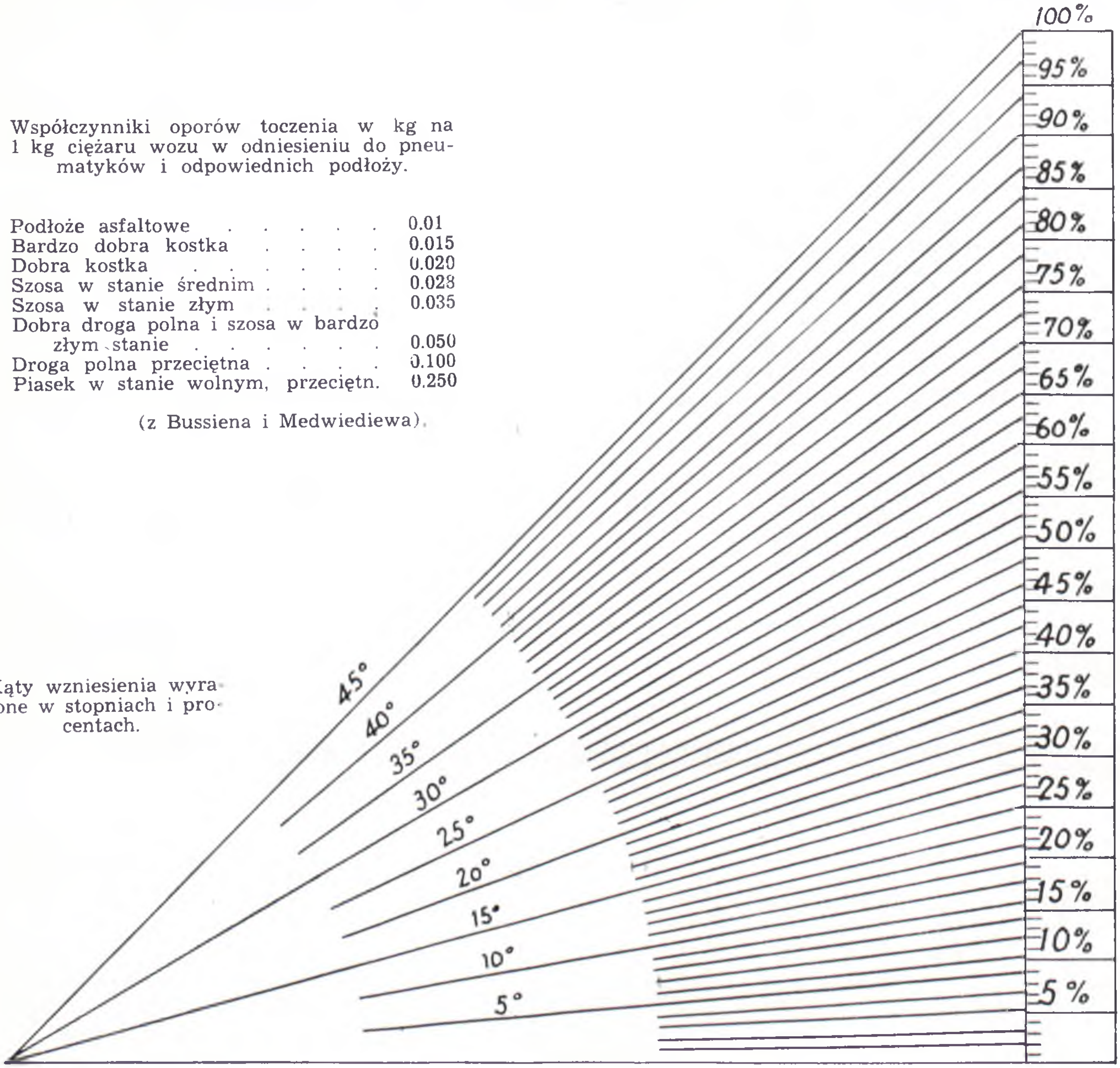
Wykres zależności mocy, momentu obr. i obrotów silnika.

Współczynniki oporów toczenia w kg na 1 kg ciężaru wozu w odniesieniu do pneumatyków i odpowiednich podłoży.

Podłoże asfaltowe	0.01
Bardzo dobra kostka	0.015
Dobra kostka	0.020
Szosa w stanie średnim	0.028
Szosa w stanie złym	0.035
Dobra droga polna i szosa w bardzo złym stanie	0.050
Droga polna przeciętna	0.100
Piasek w stanie wolnym, przeciętn.	0.250

(z Bussiena i Medwiediewa).

Kąty wzniesienia wyrażone w stopniach i procentach.



$$f = \frac{f_1 G_1 + f_2 G_2 + \ldots}{G_1 + G_2 + \ldots} \quad \ldots \quad (8)$$

gdzie f_1, f_2 ... są współczynnikami oporu toczenia ciągnika i poszczególnych przyczepek, a G_1, G_2 ... — odpowiednio ich ciężary. Jeżeli warunki toczenia dla ciągnika i przyczepek są jednakowe, to $f = f_1 = f_2 = \ldots$ i wtedy przebieg obliczenia ciągnika z przyczepkami jest taki jak dla zwykłego samochodu.

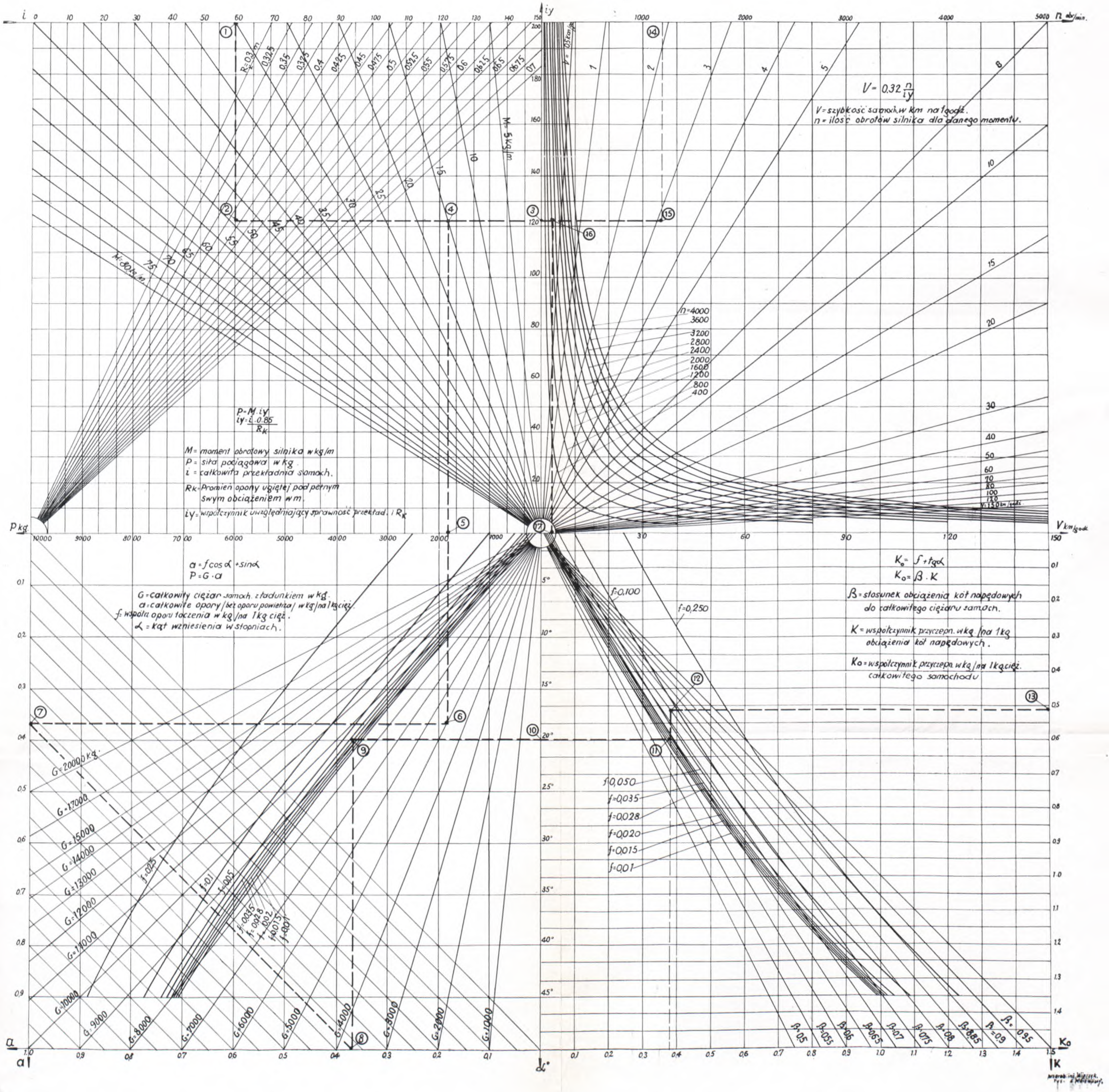
Poza możnością całkowitego obliczenia trakcyjnego samochodu nomogram ten może służyć do określenia poszczególnych danych, jak np. siły pociągowej, kąta pokonywanego wzniesienia itd.

Poza zasadniczym wykresem znajdujemy jeszcze ujęte graficznie zależności pomiędzy mocą, momentem obrotowym i ilością obrotów silnika, oraz przewartościowanie kątów. wyrażonych w stopniach na procenty.

Sposób posługiwania się nomogramem

Mając moment obrotowy silnika, całkowitą przekładnię mechanizmów napędowych i promień opony pod danym obciążeniem, znajdujemy siłę pociągową. Siłę tę można zmniejszyć o opory powietrza. Przyjmując ciężar samochodu, otrzymujemy całkowite opory jazdy. Zakładając współczynnik oporu toczenia, znajdujemy największy pokonywany kąt wzniesienia, który możemy odczytać w procentach na obok podanym wykresie. Mając kąt wzniesienia, oraz współczynnik oporu toczenia, i przyjmując stosunek obciążenia kół napędowych do całego ciężaru samochodu, znajdujemy współczynnik przyczepności. Współczynnik ten powinien być mniejszy, lub co najwyżej równy, granicznemu współczynnikowi przyczepności, potrzebnemu dla zapewnienia toczenia się kół.

NOMOGRAM TRAKCYJNY SAMOCHODU.



Przykład liczbowy

Kolejno znajdujemy poszczególne wielkości dla samochodu ciężarowego o następujących danych:

1) Całkowita przekładnia mechanizmu: w skrzynce biegów — 6,4; w tylnym moście — 28/3;

$$i = 59{,}7$$

2) Promień opony 32 × 6 w stanie ugiętym, pod obciążeniem.

$$R_k = 0{,}415 \text{ m}$$

3)

$$i_y = \frac{i \cdot 0{,}85}{R_k} = 122{,}3$$

4) Maksymalny moment obrotowy zastosowanego silnika wynosi

15 kgm

5) Siła pociągowa na obwodzie kół napędowych

$$P = M \cdot i_y = 1833 \text{ kg}$$

(opory powietrza nie są uwzględnione)

6) Całkowity ciężar samochodu (podwozie + nadwozie + ładunek)

$$G = 5000 \text{ kg}$$

7), 8) Całkowite opory jazdy

$$a = \frac{P}{G} = 0{,}366.$$

9) Współczynnik oporu toczenia na szosie w stanie średnim

$$f = 0{,}028$$

10) Największy pokonywany w tych warunkach kąt wzniesienia w stopniach z równania $a = f \cos \alpha + \sin \alpha$

$$\alpha = 19^0 35'$$

11) Współczynnik przyczepności w odniesieniu do wszystkich kół przy $f = 0{,}028$

$$k_0 = f + \operatorname{tg} \alpha = 0{,}382$$

12) Stosunek obciążenia kół napędowych do całkowitego ciężaru samochodu przy $G_k \cong 3800$ kg

$$\beta = \frac{G_k}{G} = 0{,}757$$

13) Graniczny współczynnik przyczepności kół napędowych

$$k = \frac{k_0}{\beta} = 0{,}518$$

14) Obroty silnika, odpowiadające maksymalnemu momentowi obrotowemu

$$n = 1200 \text{ obr/min}$$

15) Odpowiadająca im szybkość samochodu

V około 3 klm/godz.

16) Punkt pomocniczy na krzywej obrotów dla odczytu 17...

17) Szybkość odczytana na skali poziomej

$$V \cong 3{,}12 \text{ klm/godz.}$$

KRONIKA
KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH SIMP

SPRAWOZDANIE Z PRACY KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH SIMP
w drugim półroczu 1937 i na początku 1938 roku

W roku 1937 Koło Inżynierów Samochodowych SIMP wyszło z okresu organizowania się i rozpoczęło w kadencji obecnego Zarządu, powołanego na Walnym Zebraniu Koła w dniu 9.IV.1937 r., konkretną działalność, zmierzającą do realizacji postawionych sobie zadań i celów.

1. **Udział w Kongresie Inżynierskim we Lwowie**

Rozpoczęcie tej działalności wyraziło się na wstępie zgłoszeniem przez K.I.S. na Kongres Inżynierski, odbyty we Lwowie we wrześniu 1937 roku, dwóch referatów, poświęconych zagadnieniu motoryzacji Polski.

Motoryzacja objęta była programem obrad Sekcji V „Przemysłów Konstrukcyjnych". Z poświęconych temu tematowi referatów — pierwszy kol. dyr. A. Kręglewskiego — przedstawiał stan i możliwości obecnej krajowej produkcji samochodowej, a drugi — programowo-ideowy — zakończony szeregiem wniosków, wskazujących drogę do właściwego rozwiązania sprawy motoryzacji, wyrażał pogląd Koła Inżynierów Samochodowych SIMP, jako zrzeszenia fachowego, na tę sprawę.

Wnioski Koła Inżynierów Samochodowych SIMP spotkały się z gorącym przyjęciem i posłużyły Prezydium Sekcji V Kongresu za podstawę do opracowania wraz z przedstawicielami K.I.S. wniosku motoryzacyjnego Sekcji Przemysłów Konstrukcyjnych, zgłoszonego i uchwalonego na zebraniu plenarnym Kongresu.

Wnioski te wraz z memoriałem, obejmującym ich umotywowanie zostały oficjalnie wręczone przedstawicielom władz wojskowych w osobach: gen. Sosnkowskiego, gen. Litwinowicza i zmarłego już ś. p. gen. Maxymowicza.

2. **Udział w XI Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich**

Udział Koła Inżynierów Samochodowych w XI Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich wyraził się zgłoszeniem 3 referatów, dotyczących zagadnień namiastek w zakresie motoryzacyjnym. Były to referaty kol. Chodaczyńskiego p. t. „Drewno jako zastępczy materiał konstrukcyjny w budowie samochodów" i „Węgiel drzewny jako materiał napędowy w trakcji samochodowej" oraz kol. Tomczyńskiego „O syntetycznym kauczuku".

3. **Działalność odczytowa**

Począwszy od jesieni roku 1937 Koło Inżynierów Samochodowych rozwinęło systematyczną działalność odczytową, zgłaszając szereg odczytów o charakterze ogólniejszym na poniedziałkowe zebrania odczytowo-referatowe SIMP, oraz organizując cykl specjalnych, ściśle samochodowych referatów, wygłaszanych na środowych zebraniach odczytowych K. I. S.

Na zebraniach poniedziałkowych wygłoszone zostały referaty:

kol. Michalskiego — „Nowoczesne metody badania mocy na kołach napędowych samochodu",

kol. J. Obrębskiego — „Materiały w zastosowaniu do produkcji samochodowej",

kol. prof. Lutze-Birk — „Ujemne fizykochemiczne procesy w cylindrach silników spalinowych oraz wnioski co do sposobu ich uniknięcia",

kol. Jerzego Wernera — „Wrażenia z berlińskiego salonu samochodowego 1938 ze specjalnym uwzględnieniem działu wozów wojskowych".

Na zebraniach środowych wygłoszone zostały referaty:

kol. Z. Rytla — „Rola licencji w przemyśle",

kol. J. Świerczewskiego — „Nowoczesne poglądy i metody wykonywania powierzchni o dużej dokładności wykończenia",

kol. J. Obrębskiego — „Rozwiązania technologiczne i rozwiązania rysunkowe w biurach konstrukcyjnych",

kol. Rościszewskiego — „Przeciąganie w zastosowaniu do produkcji samochodowej",

kol. J. Obrębskiego — „Stale samochodowe".

kol. Szpechta i dyr. Kemblińskiego — „Żeliwo ciągliwe (kujna leizna) właściwości i możliwości jego zastosowania w konstrukcjach samochodowych. Metody wytwarzania żeliwa ciągliwego".

4. **Współpraca Koła Inżynierów Samochodowych SIMP z Grupą Motoryzacyjną przy Związku Przemysłowców Metalowych**

Z ramienia K.I.S. brało udział 2 członków Koła, w osobach kolegów Z. Rytla i W. Skuby, w charakterze stałych delegatów, w posiedzeniach Grupy Motoryzacyjnej przy Związku Przemysłowców Metalowych, poświęconych w pierwszym rzędzie omówieniu zwiększenia możliwości produkcyjnych i podniesienia poziomu technicznego krajowego samochodowego przemysłu pomocniczego. Omawiano w pierwszym rzędzie sprawę stałego referatu, opracowującego podstawę stworzenia pomocy technicznej i finansowej, odpowiednim gałęziom tego przemysłu.

5. **Działalność Komisji Naukowo-Badawczej i Normalizacyjnej**

Komisja Naukowo-Badawcza rozpoczęła swą pracę na razie tylko w Sekcji obliczeń konstrukcyjnych i opracowała materiały do wydania norm obliczeń dla:

1) łańcuchów rozrządu,
2) łańcuchów rolkowych,
3) przegubów kardanowych.

Podjęto opracowanie materiału do norm obliczeniowych na:

1) właściwości trakcyjne samochodów,
2) pompki wodne,
3) pompki olejowe,
4) wałki rozrządcze,
5) sprężyny spiralne,
6) łożyska kulkowe,
7) resory płaskie.

6. **Współpraca w redagowaniu „Auta i Techniki Samochodowej"**

W ciągu roku 1937 prowadzona była przez Koło Inżynierów Samochodowych SIMP, nieoficjalna zresztą, współpraca z „Automobilklubem Polski" w zakresie redagowania „Auta i Techniki Samochodowej", przy czym pod opieką Koła Inżynierów Samochodowych SIMP był dział techniczny tego czasopisma. Z ramienia Koła Inżynierów Samochodowych SIMP w skład redakcji „A.T.S." wchodził kol. A. Minchejmer i w wyniku tej współpracy na łamach „A.T.S." ukazało się w roku 1937 — 21 artykułów, opracowanych przez członków Koła.

Członkowie Koła w ciągu 1937 roku otrzymywali „A.T.S." bezpłatnie.

Wobec tego jednak, że ogólny poziom „A.T.S.", jako pisma klubowego i ogólno samochodowego, nie dość harmonizował ze ściśle technicznym charakterem Koła Inżynierów Samochodowych SIMP i z drugiej strony „Automobilklub Polski" nie wykazywał dostatecznej chęci do nawiązania bliższej oficjalnej

współpracy z Kołem, Zarząd Koła zdecydował nie podejmowanie w roku 1938 oficjalnej współpracy z Automobilklubem, mając na widoku rozpoczęcie wydawania samodzielnego czasopisma technicznego. Zakomunikowane to zostało Automobilklubowi Polski i począwszy od kwietnia 1938 roku organ Automobilklubu powrócił do swego poprzedniego tytułu „Auto".

7. Wydawnictwo Biuletynu Technicznego

W czerwcu 1937 roku rozpoczęte zostało wydawnictwo „Biuletynu Technicznego" Koła Inżynierów Samochodowych SIMP, w którym zamieszczane były prace własne i tłumaczenia z bardziej wartościowych artykułów zagranicznych prasy technicznej, omawiających zagadnienia związane z budową samochodów.

„Biuletyn", wydawany był co miesiąc i zawierał 30 do 37 stron, odbitych na powielaczu. Rozsyłany był bezpłatnie do wszystkich członków Koła. Poza tym prowadzona była sprzedaż w cenie 50 gr za egzemplarz.

Do końca 1937 roku ukazało się 7 kolejnych numerów, które rozeszły się w 1065 egzemplarzach.

Przeprowadzenie wydawnictwa „Biuletynu" umożliwione zostało dzięki bezinteresownemu poparciu ze strony członków Koła, którzy ofiarowali swą pracę w Komisji Redakcyjnej „Biuletynu", bądź też nadsyłali artykuły i tłumaczenia. Poza tym ze strony Państwowych Zakładów Inżynierii Koło uzyskało poparcie w postaci użyczenia potrzebnego papieru, farby, powielacza i pracy maszynistek.

Wobec zamierzonego podjęcia wydawania przez Koło własnego organu—„Techniki Samochodowej"— wydawanie „Biuletynu Technicznego" w roku 1938 zostało zaniechane.

8. Wycieczki do Berlina i Lipska

W związku z Berlińskim Salonem Samochodowym i Targami Lipskimi w 1938 roku, zorganizowane zostały przez Koło Inżynierów Samochodowych SIMP dwie wycieczki — jedna w okresie od 22 — 27 lutego 1938 roku do Berlina i druga w okresie od 1 do 9 marca 1938 roku do Berlina i do Lipska.

W wycieczce berlińskiej wzięło udział 22 uczestników, którzy prócz Salonu Samochodowego zwiedzili fabrykę samochodów Opla w Brandenburgu.

W drugiej wycieczce wzięło udział 7 uczestników. Zwiedzili oni Salon Samochodowy w Berlinie i Targi Lipskie.

9. Kursy

Przez Koło Inżynierów Samochodowych SIMP zorganizowany został na jesieni 1937 roku kurs samochodowy dla członków Koła i ich rodzin, dostępny również dla pracowników P. Z. Inż.

Kurs obejmował 13 godzin szkolenia teoretycznego i 12 15-minutowych jazd samochodem.

Wykłady odbywały się w lokalu Szkoły Rzemieślniczej przy P. Z. Inż. Wykładowcami byli członkowie Koła Inżynierów Samochodowych SIMP. Przeciętna frekwencja na wykładach wynosiła 22 osoby.

Egzaminy na prawo jazdy odbywały się w kilku grupach. Ogółem na 45 osób zapisanych, 39 uzyskało na jesieni 1937 roku prawo jazdy.

10. Udział w X Rajdzie Samochodowym Automobilklubu Polski

W pierwszej połowie czerwca 1937 roku na zaproszenie Automobilklubu Polski, pięciu członków Koła Inżynierów Samochodowych SIMP wzięło udział w charakterze kontrolerów w organizowanym przez Automobilklub Polski X Rajdzie dookoła Polski.

Kontroler miał możność jazdy na każdym z 6-ciu półetapów Rajdu na innym wozie, co umożliwiło mu zapoznanie się z pracą, w warunkach rajdowych, samochodów różnych marek i rozmaitych klas, oraz z ich przydatnością do różnych warunków drogowych, spotykanych w naszym kraju.

Z TECHNICZNEJ PRASY ZAGRANICZNEJ

DOCIERANIE SILNIKA SAMOCHODU FIAT 1100.

W związku z pojawieniem się na polskim rynku samochodów FIAT 1100, zamieszczamy odpowiedź podaną w AAZ Nr 11 z dn. 12.IV.1938 r., na pytanie jakie są najodpowiedniejsze szybkości dla tego samochodu, w okresie docierania.

W przeciągu pierwszych 1000 km szybkość nie powinna przekraczać 40 — 55 km/godz. na biegu bezpośrednim. Należy przy tym jeździć na wszystkich obrotach silnika, zwracając uwagę jednocześnie, aby obroty silnika nie spadały zbyt szybko.

Przy zjeździe z pochyłości należy również dbać o to, aby przy włączonej przekładni silnik pracował raczej na wyższych niż na niższych obrotach. Trzymanie silnika w pierwszym okresie na wyższych obrotach tłumaczy się tym, że silnik niedotarty posiada większe opory własne.

Pierwsza zmiana oleju w silniku nowego wozu winna nastąpić po przebyciu pierwszych 400 km. Następnej zmiany należy dokonać po 1200 km. Po raz trzeci zmienia się olej po 2000 km.

Na pierwszych 4000 km docierania wozu należy przestrzegać stosowania właściwego oleju. Po dodatarciu silnika olej powinno sie zmieniać co 2000 km, stosując gatunek przepisany dla tego wozu.

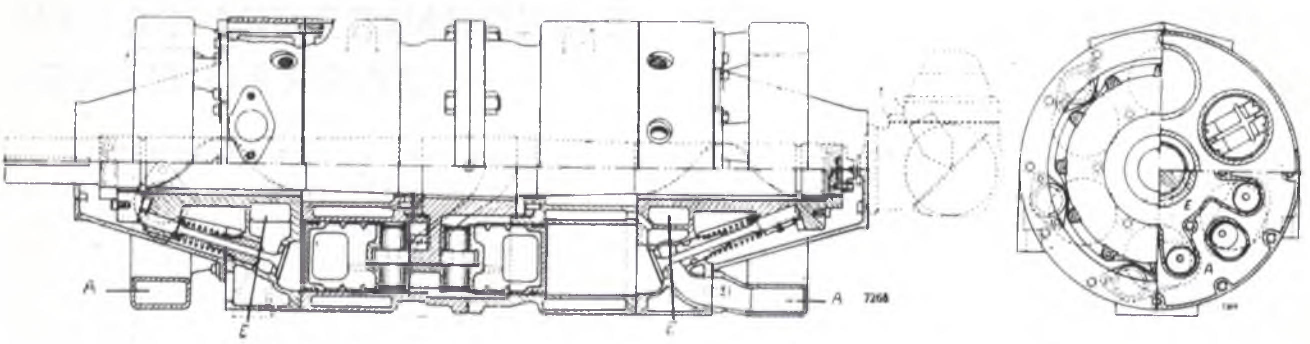
AMERYKAŃSKI SILNIK BEZKORBOWY

Od czasu do czasu słyszy się tu i owdzie o doświadczeniach z silnikami bezkorbowymi, które jednak dotychczas nie wyszły jeszcze ze stanu prób. Pamiętamy na przykład angielski silnik bezkorbowy „Bristol" do autobusów, który pokazano na londyńskiej wystawie wozów cieżarowych w 1935 r., lecz o którym obecnie brak jakichkolwiek wiadomości. Teraz znowu staje się głośnym amerykański projekt podobnego silnika, pomysłu K. L. Herrmanna z South Bend. Zalety silników bezkorbowych są same przez się zrozumiałe. Zwarta budowa i mała powierzchnia czołowa czynią je przede wszystkim odpowiednimi do zastosowania w lotnictwie. Mały ciężar decyduje również o ich przydatności do budowy pojazdów mechanicznych. Dlatego też i silnik Herrmanna może znaleźć zastosowanie, o ile we wstępnych próbach da zadawalniające wyniki.

Silnik ten posiada 12 cylindrów o średnicy 77,8 mm, skoku 95,2 mm i pojemności skokowej 5,4 litra, przy czym zupełnie rozmyślnie zastosowano te same wymiary cylindrów co w silniku Ford V8. Również przekroje zaworów i zapłon są takie same, jak we wspomnianym fordowskim silniku. Konstruktor chciał bowiem mieć dla swego dzieła wartości porównawcze. Trzeba jednak pamiętać o tym, że nowy ten silnik dotychczas nie został praktycznie wypróbowany. Moc jego można ocenić na 140—150 KM przy 1900 obr/min, co daje moc jednostkową około 26—27 KM/1 litr objętości skokowej.

Z 12 cylindrów tego silnika odlano po 6 w jednym bloku. Bloki są umieszczone jeden za drugim i skręcone ze sobą. Otwory cylindrów, przedniego i tylnego bloku, znajdują się w jednej płaszczyźnie w końcach zewnętrznych bloków. Końce wewnętrzne bloków tworzą w miejscu połączenia przestrzeń, w której wiruje tarcza kułakowa o obrzeżach ukształtowanych jako dwie sinusoidy. Jeden obrót wału silnika odpowiada czterem suwom każdego tłoka.

W porównaniu do zwykłych silników wał główny ma przekładnię 1 : 2 tak, że na 1 obrót wału, przy silniku dwunastocylindrowym, mamy dwanaście suwów roboczych. Tłoki bloku przedniego i tylnego są



odlane razem z łącznikiem, na którym znajdują się dwie rolki, stykające się z tarczą kułakową. Sworznie rolek ułożyskowano w tłoku dwustronnie, tak, że są one silnie podparte.

Zawory ssące i wydechowe znajdują się w głowicy i są ustawione skośnie względem osi cylindrów i wału silnika. Tarczki kułakowe rozrządu są zaklinowane na obu końcach wału głównego silnika i posiadają powierzchnie stożkowe, prostopadłe do trzonków zaworów. Każda tarczka kułakowa posiada 2 występy, z których wewnętrzny steruje wszystkie 6 zaworów wydechowych jednego bloku, a zewnętrzny 6 zaworów ssących. Przewód ssący tworzy przestrzeń pierścieniową dookoła łożyska głównego. Z przestrzeni tej wychodzą promieniowo na zewnątrz kanały do 6 gniazd zaworów ssących.

Woda chłodząca wchodzi wpierw do płaszcza wodnego głowicy, a stąd płynie przewodem w pobliżu kanału wydechowego, aby skutecznie chłodzić zawór wydechowy i jego gniazdo. Urządzenie zapłonowe i rozdzielacz wbudowano na końcu wału silnika. Przy wykonaniu bloku cylindrowego, głowic i rur wydechowych z żeliwa silnik ma ważyć 174 kg, co stanowi 1,24 — 1,13 kg/KM. Gdyby wykonać te części ze stopu glinowego i zastosować zwykłe tuleje cylindrowe, waga obniżyłaby się do 98 kg, co odpowiadałoby 0,7 — 0,65 kg/KM.

Konstruktor tego silnika twierdzi, że przy wykonaniu 50% części z żeliwa, 25% z lekkich stopów — silnik wypadnie lżejszy niż typu zwykłego. Wielką zaletą tej konstrukcji jest to, że masy ruchome są całkowicie zrównoważone i że wskutek tego nie mogą wystąpić drgania skrętne. Zdaniem wykonawcy silnik ten może być wbudowany bez tłumików drgań.

W notatkach, podanych w amerykańskich pismach zawodowych, wynalazca oferuje próbne silniki wytwórniom samochodów i samolotów. Należy się spodziewać przedsięwzięcia różnych prób i badań dla dostarczenia pełnowartościowego materiału do tych silników. Dotychczas, pomimo istnienia już kilku konstrukcyj tego rodzaju, brak jakichkolwiek danych co do ich przydatności w ciężkich warunkach pracy. *(N.K.Z. nr 7 — 1938 r.)*.

NOWE ZASTOSOWANIE GUMY W PRZEMYŚLE SAMOCHODOWYM

MOTOR KRITIC Nr 1 z 1938 r. podaje, że angielskie fabryki samochodów ciężarowych, w wypuszczanych ostatnio modelach, coraz częściej stosują latarnie, których części kadłuba i zamocowania wykonane są z gumy. Latarnie wykonane w ten sposób rzadziej ulegają zniszczeniu, zwłaszcza przy zderzeniach. Szkła reflektora są umocowane w bardzo prosty sposób. Posiadają one mianowicie oprawy o przekroju korytkowym i mogą być bardzo łatwo zamieniane, bez potrzeby demontażu całości. Dostawcy tych latarń dostarczają jednocześnie po jednym szkle zapasowym. Elastyczność umocowania latarni w wysokim stopniu chroni żarówki od szkodliwych drgań wozu, przedłużając ich życie.

Poza latarniami przednimi bywają także wykonane z gumy oprawy tylnych świateł. Oprawy te składają się z niezwykle małej ilości części, co powoduje mniejsze możliwości uszkodzeń.

NAPRAWA SPRZĘGŁA JEDNOTARCZOWEGO

Około 30% uszkodzeń skrzynek biegów jest wywołane wadliwym działaniem sprzęgła, spowodowanym czy to błędami montażowymi, czy też konstrukcyjno-wykonawczymi.

Wobec istnienia niekiedy błędnych zapatrywań, na niektóre sprawy, związane z działaniem sprzęgła, jest rzeczą konieczną ich sprostowanie.

Jednym z najczęściej spotykanych jest pogląd, że powierzchnie trące na kole zamachowym i pierścieniu dociskowym winny być chropowate.

Tymczasem d o b r e działanie sprzęgła wymaga właśnie możliwie gładkich, a nawet szlifowanych powierzchni ciernych. Powodują one bowiem miękkie i równomierne włączanie sprzęgła oraz przeciwdziałają nagrzewaniu się, które miałoby miejsce przy niedokładnym zwarciu powierzchniowym. Skutkiem nagrzewania się zaś następuje nadmierne zużycie i strzępienie się tarcz sprzęgła.

Jeżeli tylko da się zaobserwować, że okładziny zaczynają się strzępić, co widzimy w postaci smug na powierzchniach ciernych, należy wygładzić powierzchnie na kole zamachowym i pierścieniu dociskowym, jak również na pierścieniu pośrednim przy większej ilości tarcz sprzęgłowych. Przy wyrównywaniu tych powierzchni wystarczy zeszlifowanie warstwy od 0,1 do 0,2 mm.

Drugim, często spotykanym uchybieniem, jest niedostateczne zwracanie uwagi na działanie sprężyn w sprzęgle wielosprężynowym. Przy każdej naprawie sprzęgła sprężyny winny być sprawdzane, czy wywierają jednakowy nacisk; różnica nacisku może się wahać od 1 do 3 kg. Należy więc je dobierać, gdyż ważną jest rzeczą, aby nacisk jednostkowy w sprzęgle był wszędzie możliwie jednakowy.

Jeżeli zatem z powodu wygładzania powierzchni ciernych długość montażowa sprężyny zwiększa się o 1 mm, należy długość tę wyrównać, doprowadzając ją do teoretycznego stanu przez włożenie podkładek wyrównawczych między sprężynę i gniazdo, o które się ona opiera.

Przy doborze sprężyn pożądane jest znaczenie ich odpowiednim kolorem, zależnie od wywieranej siły. Jako przykład może służyć sprzęgło w samochodzie Mercedes Benz 170 V z lutego 1938 r. Do samochodu tego wbudowane jest sprzęgło Komet Mecano Nr K10DM lub K10DIM, które różni się od zwykłego sprzęgła Komet K10 tym, że zamiast 6-ciu pojedyńczych sprężyn, posiada 6 podwójnych sprężyn — jedna wewnątrz drugiej. Długość większych sprężyn w stanie wolnym jest 53,2 + 1 mm, w stanie zmontowanym — 29,2 mm i wywierają one nacisk 39,5 + 3 kg. Sprężyny mniejsze mają w stanie wolnym dłu-

gość 49,6 + 1 mm. W stanie zmontowanym 26,2 mm i wywierają nacisk 16 + 2 kg. Całkowity nacisk tych sprężyn (39,5 + 3) x 6 + (16 + 2) x 6 wynosi od 333 do 363 kg. Jeżeli zatem wymontowane sprężyny przy sprawdzaniu nie dadzą powyższego nacisku, rozłożonego równomiernie, to należy je zmienić.

Podana poniżej tablica przedstawia dane sprężyn sprzęgieł Komet-Mecano.

Sprzęgła typu K do średnicy 215 mm z okładzinami zewnętrznymi.

Nr sprężyny	Kolor	Długość sprężyny w stanie wolnym	Długość sprężyny w stanie wmontowanym	Siła sprężyny
1805 090	Jasno zielony	45,4 ± 1	29,2	42 ± 3
1805 720	Czerwony	43 ± 1	29,2	34 ± 2,5
1805 730	Niebieski	43,2 ± 1	29,2	49 ± 3
1805 840	Biały	44,5 ± 1	29,2	45 ± 3
1805 980	Jasny żółty	45 ± 1	29,2	56 ± 4
1825 060	Fiolet	53,5	29,2	39 ± 3,5
1805 850	bez koloru	34 ± 1	21,5	21 ± 2

Sprzęgła typu K, PF i G od średnicy 225 do 310 mm z okładzinami zewnętrznymi.

1805 070	bez koloru	56,5 ± 1	37,2	49 ± 3
1805 100	biały	52 ± 1	37,2	75 ± 3
1805 700	jasno zielony	59,2 ± 1	37,2	39 ± 3
1805 740	jasno żółty	53,3 ± 1	37,2	61,5 ± 2
1805 950	niebieski	55 ± 1	37,2	90 ± 4
1805 990	czerwony	52,9 ± 1	37,2	105 ± 4
1825 100	fiolet	55 ± 1	37,2	68 ± 2

Sprzęgła typ H2 i H

1825 140	bez koloru	60 ± 1	39,5	52,5 ± 2,5
1825 130	czerwony	61 ± 1	39,5	61,5 ± 3
1825 150	niebieski	59 ± 1	39,5	67 ± 3
1825 240	żółty	61,5 ± 1	39,5	75 ± 3

Sprzęgło typ „L"

1805 040	bez koloru	152 ± 1	90	145 ± 8
1805 050	bez koloru	165 ± 1	90	165 ± 8
1805 260	bez koloru	167 ± 2	90	180 ± 10

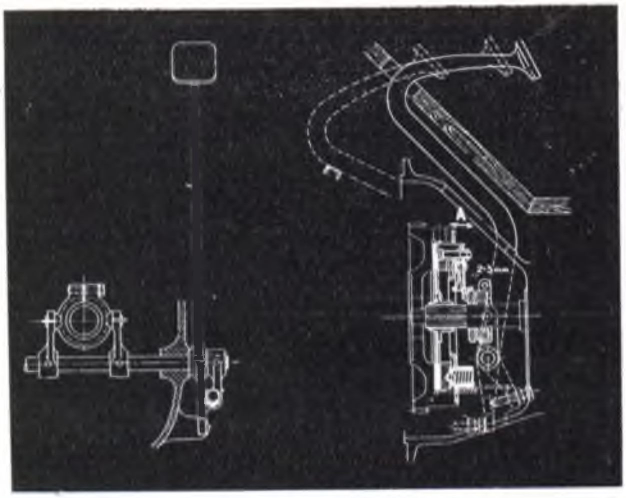
Naciski sprężyn muszą być wyznaczone doświadczalnie, przy długości montażowej, gdyż obliczenia teoretyczne nie są wystarczające.

Błędnem jest również mniemanie, że przez stosowanie sprężyn amortyzacyjnych można uniknąć „bicia" sprzęgła. Sprężyny amortyzacyjne tłumią tylko w wysokim stopniu nierównomierności ruchu wału wykorbionego i unieszkodliwiają stąd powstałe uderzenia.

„Bicie" sprzęgła spowodowane jest innymi względami. Powodem bywają często zniszczone i powycierane powierzchnie cierne, powodujące przegięcie się tarczy sprzęgła, i wobec tego nierównomierne ścieranie się okładzin. Jeżeli po usunięciu nierówności powierzchni ciernych i po wyprostowaniu tarczy sprzęgła okaże się, że okładziny są za bardzo starte, należy je wymienić, gdyż w przeciwnym razie przegięcie tarczy powróciłoby do pierwotnego stanu i „bicie" sprzęgła trwałoby nadal.

Drugim powodem jest nierównomierny nacisk sprężyn. Poprawienie stanu sprężyn w sprzęgle wymaga dużej fachowości, gdyż bardzo łatwo sprężyny uszkodzić lub zniszczyć.

Wiele samochodowych warsztatów naprawczych jeszcze tego nie docenia. Często zdarza się, że dźwigienki wyłączające sprzęgło są niewyregulowane; skutkiem tego jest nierównomierne wyłączanie i „bicie" sprzęgła. Należy więc je tak regulować, aby pierścień dociskowy nie miał możności „bicia".



Może zdarzyć się, że całe sprzęgło jest niewłaściwie wmontowane do koła zamachowego, np., że pokrywa sprzęgła podczas skręcania niedostatecznie przylega do koła zamachowego (a więc jest względem niego skrzywiona); następstwem tego jest nierównomierny nacisk sprężyn.

Należy wtedy pokrywę wyprostować, a nawet wymienić.

Zdarzają się ogromnie niedbale i powierzchownie przeprowadzone demontaże i remonty sprzęgieł; wtedy nie należy się dziwić, że występują różnego rodzaju wibracje, szmery i tym podobne szkodliwe zjawiska.

Przy demontażu, jak również przy montażu, sprzęgła należy śruby, mocujące pokrywę, rozkręcać, lub skręcać na krzyż; jest to konieczne, aby pokrywy nie narażać na skrzywienie. Przy demontażu należy ściśle oznaczyć położenie poszczególnych części sprzęgła, aby w takim samym położeniu je zamontować, gdyż stanowią one całość, ułożoną względem siebie. Należy również sprawdzić, czy tarcze sprzęgła swobodnie przesuną się na wieloklinie. Pożądanym jest wieloklin przetrzeć smarem, z domieszką grafitu.

W wielu warsztatach naprawy równoległość powierzchni ciernej w pierścieniu dociskowym sprawdzają po wymontowaniu go. Jest to błędne: należy sprawdzić w kilku punktach wymiar A (patrz rys.), to jest odległość pierścienia dźwigienek wyłączających sprzęgło do pokrywy sprzęgła, czy jest jednakowa na obwodzie oraz, czy zachowany jest luz pierścieniowy widełek sprzęgła, wynoszący od 2 do 3 mm, co daje w drodze pedału wymiar ok. 3 cm.

Błędnym jest wreszcie zgrubianie okładzin ponad przepisaną dla danego sprzęgła grubość, gdy wtedy usuwając luzy, powoduje się niepotrzebne naprężenia w sprzęgle. *(N.K.Z. nr 6 z 1938 r.).*

KILKA SŁÓW O ZNACZENIU AUTOSTRAD

Interesujące są dane, zamieszczone w *Nr 18 ATZ z 1937 r.*, z przemówienia d-ra Todta o porównawczych kosztach eksploatacji samochodów na autostradach i na drogach państwowych o dobrej nawierzchni. Wyniki próbnych jazd pomiarowych przewyższają w znacznej mierze wyniki, ogłoszone na Kongresie Partyjnym w r. 1935.

Prób dokonano na odcinku autostrady i drogi państwowej między Bad Nauheim i Bruschal, przy czym długość odcinka autostrady wynosiła 147 klm, czyli o 9% mniej w porównaniu z długością szosy państwowej, wynoszącej 161 klm. Większa ilość samochodów osobowych, wyposażonych w przyrządy pomiarowe, musiała kilkakrotnie przebyć jedną i drugą trasę.

Na szosie państwowej osiągnięto najkrótszy czas 2 godz. i 16 min., na autostradzie zaś 1 godz. 14 min.

Pomimo zaoszczędzenia 1 godziny zużycie paliwa zarówno na autostradzie, jak i na szosie, wynosiło 17 ltr/100 klm. Innymi słowy, przy tym samym zużyciu paliwa wóz jechał autostradą 60% szybciej, niż szosą.

Następnie, na obydwu odcinkach, wozy musiały zachować tę samą szybkość 70 klm/godz. Wtedy na autostradzie, zużycie paliwa spadło do 11 ltr/100 klm. A więc, na autostradzie, przy umiarkowanej szybkości, przy której pasażer osiągnie cel w tym samym czasie jak przy szybkiej jeździe szosą, wóz oszczędza 30 do 40% na paliwie. Obliczenia tych oszczędności dokonano na podstawie danych, wykazanych na aparatach pomiarowych, które rejestrowały ile razy kierowca wyłączał sprzęgła, hamował lub używał akceleratora.

Według tych danych na autostradzie sprzęgło było używane 4 razy, na szosie — 105 razy. Hamulec — na autostradzie — 3 razy, na szosie 300 razy. Wysiłki resorów i sworzni rejestrowane były aparatem, który liczył wszystkie ugięcia, przekraczające strzałkę 5 cm. Okazało się, że na autostradzie na obydwóch resorach, były 4 wychylenia, na szosie — na lewym resorze 300, a na prawym 600. Ręka kierowcy na kole kierownicy, na autostradzie, zrobiła 2,1 m. na szosie — 360 m.

Jazdy pomiarowe na rozmaitych małych wozach, po innych drogach, wykazały podobne wyniki.

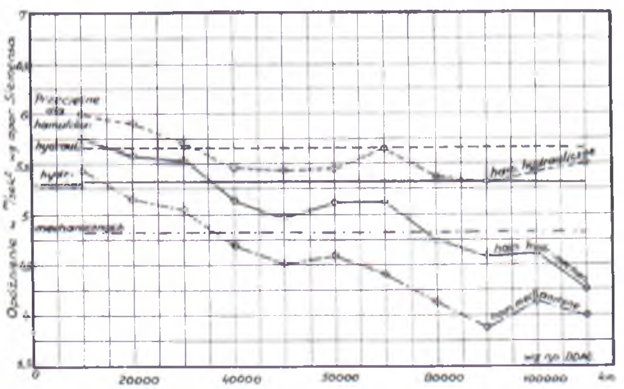
Szczególnie ciekawą była próbna jazda 6,5 tonnowej ciężarówki z silnikiem Diesla, z przyczepką i 8 tonnowym obciążeniem użytecznym (ładunkiem). Wóz ten zużywał na szosie 48,2 ltr/100 klm, na autostradzie — tylko 33,4 ltr/100 klm. A więc i przy ciężarowych wozach oszczędność paliwa wynosi ponad 30%. Pusty, nie obciążony wóz ciężarowy zużywał na szosie 36,3 ltr/100 klm, czyli 10% więcej, niż z pełnym obciążeniem na autostradzie.

W tych warunkach roczne oszczędności na eksploatacji, przy obecnym nasileniu ruchu samochodowego, (tylko na odcinku 1500 klm autostrady) wynoszą okrągło 40 milionów R. M. Liczba ta stanowi 5% rocznie od kapitału, zużytego na budowę autostrady.

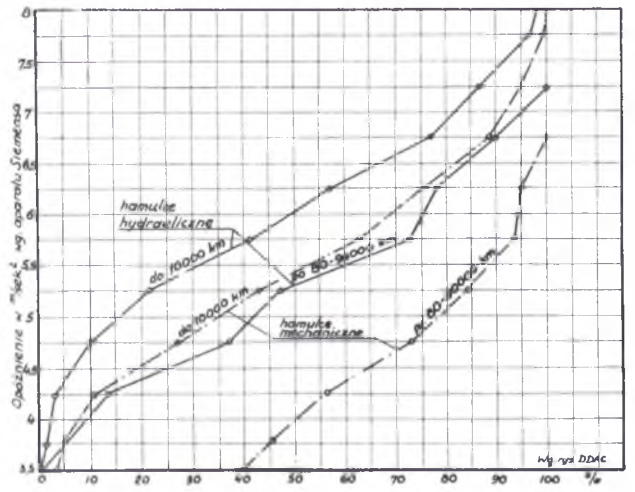
PRACA I ZUŻYWANIE SIĘ HAMULCÓW SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Pod tym tytułem ogłosił D. D. A. C. (Niemiecki Automobilklub) wyniki prób hamulców 5000 samochodów osobowych. Prób dokonała służba techniczna D.D.A.C. Badane samochody pochodziły ze wszystkich części Niemiec — zarówno z wielkich miast, jak i wiejskich gmin.

Przez jednolite wyszkolenie inżynierów służby technicznej D. D. A. C., uzyskano możliwie równomierne przeprowadzenie prób. Akcja ta spowodowana została prawdopodobnie wynikami rocznych przeglądów około 40.000 pojazdów mechanicznych. Niżej podane szczegóły zaczerpnięto z wyników ogłoszonych i podpisanych przez fachowca, inżyniera Wannera. Celem tych doświadczeń było głównie wykazanie w jakim stopniu spadek sprawności hamulców wpływa na zdolność hamowania, oraz jakie objawy występują przy zużywaniu się hamulców.



Przebieg zużywania się hamulców (dla 50% zdolności hamowania) w zależności od przebytych przez wóz kilometrów.



Skuteczność hamowania przy przebiegu do 10000 km i po 80—90000 km, dla hamulców hydraulicznych i mechanicznych.

Próby hamowania zostały przeprowadzone przy pomocy aparatów pomiarowych Siemensa, które mają opinię najlepszych przyrządów do badania hamulców w pracy. Przyrządy te w czasie hamowania wykazują tylko wartość maksymalną opóźnienia. Ustalenie najmniejszej zdolności hamowania w R. Str. V. O. (w państwowych przepisach o ruchu drogowym) nastąpiło według wartości średniego opóźnienia. Współczynnik przeliczeniowy dla stosunku opóźnienia średniego do maksymalnego może być według wyników dotychczasowych badań przyjęty średnio na 0,75. Dla wymaganego przez R. Str. V. O. średniego opóźnienia 2,5 m/sek², przy współczynniku przeliczeniowym 0,7, wystarcza wielkość maksymalna 3,5 m/sek².

Badanie przeprowadzono w czasie, kiedy obowiązywały jeszcz stare przepisy R. Str. V. O. Nowe przepisy o dopuszczeniu do ruchu drogowego (Str. V. Z. O. — Strassen Verkehrs-Zulassung Ordnung) z dn. 13 grudnia 1937 r., mając za podstawę stare przepisy ruchu drogowego, wymagają dla pojazdów mechanicznych, za wyjątkiem motocykli, których maksymalna szybkość przekracza 100 klm/h, średniego opóźnienia hamowania najmniej 3,5 m/sek².

Próby hamowania odbywały się stale przy szybkości 40 km/h. W każdej próbie wóz zahamowywano przeciętnie trzy razy, przy czym samochód był obciążony zwykle 2 osobami. Wywoływano normalną siłę hamowania, przy wyciśniętym sprzęgle. Wyniki prób zebrano podług lat użytkowania wozu, ilości kilometrów i rodzaju hamulców.

Na 5000 samochodów hamulce mechaniczne miało 2346 wozów, a hydrauliczne 2654. Z wyników prób uwypukliła się przede wszystkim wyższość hamulców hydraulicznych. Wartości opóźnień, przy tym rodzaju hamulców, są przeciętnie o 0,75 — 1 m/sek² wyższe od uzyskiwanych przy pomocy hamulców mechanicznych. Na hamulce hydrauliczne przypada również o wiele większy procent wozów, o wyższej ponad średnią, sprawności hamowania. Przy mechanicznych hamulcach zwraca uwagę wysoki procent (16%) wozów z niedostatecznymi hamulcami. Przeciętne opóźnienie dla hamulców mechanicznych wy-

nosi około 4,75 m/sek² (według Siemensa) — dla hydraulicznych 5,7 m/sek², to znaczy, że hamulce hydrauliczne są o około 20% sprawniejsze od mechanicznych. Poza tym próby wykazują z całą wyrazistością, że hamulce hydrauliczne wybitnie mniej ulegają zużyciu od mechanicznych. Na każde 10.000 km zdolność hamowania hamulców mechanicznych pogarsza się o 0,14 m/sek², — hydraulicznych zaś 0,06 m/sek², to znaczy, że hamulce mechaniczne zużywają się dwa razy szybciej od hydraulicznych. Z przebiegu krzywych, które otrzymano z prób, można przyjąć, że zużywanie się hamulców hydraulicznych można skutecznie przeciwdziałać przez zwykły dogląd. W hamulcach mechanicznych przeciętna zapobiegliwość nie wystarcza dla utrzymania ich w porządku i powstrzymania postępującego zużycia. Za niebezpieczne dla ruchu kołowego hamulce na 5000 badanych przez D.D.A.C. wozów, uznano 415, tj. 8,3%. Przeciętnie co 12-ty samochód ma hamulce niezapewniające bezpieczeństwa jazdy. Ilość, niezdatnych do ruchu, z powodu hamulców, pojazdów z hamulcami mechanicznymi rośnie z wiekiem tych wozów i ilością przebytych kilometrów, podczas gdy hamulce hydrauliczne, z małymi wyjątkami, w czasie ich całego czasu użytkowania zapewniają wystarczające bezpieczeństwo jazdy.

Wreszcie wyniki prób wykazują, że w codziennym użyciu pozbawionym pielęgnacji — hamulce hydrauliczne, wskutek posiadania niewielkich ilości trących się powierzchni i niezmiennego rozkładu sił hamujących, lepiej spełniają swoje zadanie od mechanicznych. (*Radca W. E. Fauner — Berlin. — N. K. Z. nr 10 z 1938 r.*)

Treść Nr 1

Warunki przedpłaty: Rocznie — 10 zł, półrocznie — 5 zł.

Przedpłatę należy wpłacać do PKO na konto nr 22505 — „Technika Samochodowa" lub pocztowymi „Przekazami Rozrachunkowymi", w cenie 1 grosz za sztukę bez dodatkowych opłat manipulacyjnych.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA „TECHNIKI SAMOCHODOWEJ" — WARSZAWA AL. JEROZOLIMSKA 8 m. 13
czynna codziennie od godz. 9 — 16 oraz we wtorki i piątki od godz. 18 — 20.
Rachunki regulowane są we środy i soboty w godz. urzędowych. Tel. 281-85

4904 — Zakłady Drukarskie W. Piekarniaka, Warszawa, Okólnik 10, tel. 644-59 i 592-40.